

## СОДЕРЖАНИЕ

---

---

### АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

---

<b>ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЫЛЕЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ</b>	
<i>А. С. Гишваров, А. Х. Рахимов</i>	7
<b>3D ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ ТРАКТОВЫХ ПОЛОК СОПЛОВЫХ БЛОКОВ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С РАЗЛИЧНЫМИ СХЕМАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ</b>	
<i>Ю. Г. Горелов, В. В. Ананьев, Д. А. Золотухина</i>	16
<b>К ВОПРОСУ НОРМИРОВАНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ</b>	
<i>А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов</i>	28
<b>ВАЛИДАЦИЯ ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ «СТУПЕНЬ – ДИФФУЗОР» И ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ</b>	
<i>М. Г. Черкасова, Е. Ю. Семакина, В. А. Черников</i>	38
<hr/> <b>МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ</b> <hr/>	
<b>ОБЗОР ГИБРИДНОГО АДДИТИВНОГО ПРОИЗВОДСТВА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ</b>	
<i>А. В. Балякин, М. А. Олейник, Е. П. Злобин, Д. Л. Скуратов</i>	48
<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОИСТОГО ТКАНЕВОГО КОМПОЗИТА</b>	
<i>В. А. Комаров, А. А. Павлов, С. А. Павлова</i>	65
<b>ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА РОТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ГЕОМЕТРИИ ВКЛАДЫШЕЙ И СПОСОБА ПОДАЧИ МАСЛА</b>	
<i>Е. Ф. Паровай</i>	80
<b>СОЗДАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПОЛУЧЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ В ДЕТАЛЯХ ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ</b>	
<i>А. Ю. Рязанцев, С. С. Юхневич, А. А. Широкожухова</i>	93

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ И ОСЕВЫХ  
ЗАЗОРОВ В ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ,  
СМАЗЫВАЕМЫХ МАЛОВЯЗКИМИ ЖИДКОСТЯМИ**

*Б. М. Силаев, И. С. Барманов*

100

**ВЛИЯНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ НА КОЭФФИЦИЕНТ  
ТЕПЛООТДАЧИ РАБОЧИХ ТЕЛ В ВЫПОЛНЕННОМ  
ПО АДДИТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИИ АГРЕГАТЕ НАДДУВА**

*А. С. Смекалкин, А. В. Иванов*

109

---

---

**CONTENTS**

---

---

---

**AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING**

---

<b>JUSTIFICATION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE ENGINE AIR PARTICLE SEPARATOR</b>	
<i>A. S. Gishvarov, A. Kh. Rakhimov</i>	7
<b>3D INVESTIGATION OF HEAT EXCHANGE AND HYDRODYNAMICS OF HIGH PRESSURE TURBINE NOZZLE BLOCK PLATFORMS WITH DIFFERENT COOLING SCHEMES</b>	
<i>Yu. G. Gorelov, V. V. Ananyev, D. A. Zolotuhina</i>	16
<b>STANDARDIZATION OF DIAGNOSTIC INDICATORS OF GEARBOX TEETH WEAR IN AIRCRAFT GAS-TURBINE ENGINES</b>	
<i>A. Ye. Sunduckov, Ye. V. Shakhmatov</i>	28
<b>VALIDATION OF THE “STAGE – DIFFUSER” SYSTEM NUMERICAL STUDY AND ITS USE FOR DESIGN MODERNIZATION</b>	
<i>M. G. Cherkasova, E. Yu. Semakina, V. A. Chernikov</i>	38
<hr/> <b>MECHANICAL ENGINEERING</b> <hr/>	
<b>A REVIEW OF HYBRID ADDITIVE MANUFACTURING OF METAL PARTS</b>	
<i>A. V. Balyakin, M. A. Oleynik, E. P. Zlobin, D. L. Skuratov</i>	48
<b>EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL DETERMINATION OF THE ELASTIC CHARACTERISTICS OF LAYERED WOVEN COMPOSITES</b>	
<i>V. A. Komarov, A. A. Pavlov, S. A. Pavlova</i>	65
<b>INFLUENCE OF PAD GEOMETRY AND METHOD OF OIL SUPPLY ON THE THERMAL STATE OF GTE ROTOR TILTING-PAD JOURNAL BEARING</b>	
<i>E. F. Parovay</i>	80
<b>CREATION OF PROMISING TECHNOLOGIES FOR PRODUCING HOLES IN PARTS OF A HIGH-FREQUENCY ION ENGINE</b>	
<i>A. Yu. Ryazantsev, S. S. Yukhnevich, A. A. Shirokozuhova</i>	93

**PREDICTING CHANGES IN RADIAL AND AXIAL CLEARANCES  
IN BALL BEARINGS LUBRICATED WITH LOW-VISCOSITY  
LIQUIDS**

*B. M. Silayev, I. S. Barmanov*

*100*

**INFLUENCE OF SURFACE ROUGHNESS ON THE HEAT TRANSFER  
COEFFICIENT OF FLUIDS IN AN ADDITIVELY MANUFACTURED  
SUPERCHARGER**

*A. S. Smekalkin, A. V. Ivanov*

*109*

## ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЫЛЕЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2022

**А. С. Гишваров**

доктор технических наук, профессор кафедры авиационных двигателей;  
Уфимский государственный авиационный технический университет;  
[kafedra.ad@mail.ru](mailto:kafedra.ad@mail.ru)

**А. Х. Рахимов**

ст. преподаватель кафедры авиационных двигателей;  
Уфимский государственный авиационный технический университет;  
[mr.abdusattor@list.ru](mailto:mr.abdusattor@list.ru)

Пылезащитное устройство считается важнейшим элементом для сохранения работоспособности вертолётных двигателей при эксплуатации в условиях запылённого воздуха. Интенсивность эрозии элементов газовой проточной части газотурбинного двигателя зависит от многих факторов: от твёрдости и химического состава частиц пыли, от фракционного состава, концентрации песка, режима работы двигателя и др. Поэтому разработка методики выбора оптимальных значений параметров пылезащитного устройства является сложной многокритериальной и многофакторной задачей. В данной статье рассматривается методика выбора оптимальных значений геометрических размеров пылезащитного устройства авиационного газотурбинного двигателя. Методика включает шесть основных этапов. Выбор оптимальных значений геометрических параметров пылезащитного устройства проводится с учётом трёх частных критериев эффективности: степени очистки воздуха, потери давления в пылезащитном устройстве и массы на основе применения метода Парето. Рассматривается пример выбора оптимальных значений геометрических параметров циклонного пылезащитного устройства.

*Пылезащитное устройство; показатели эффективности пылезащитного устройства; обобщённая функция цели; Парето-оптимальное множество*

---

**Цитирование:** Гишваров А.С., Рахимов А.Х. Обоснование геометрических параметров пылезащитного устройства газотурбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 7-15. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-7-15

---

### Введение

Пылевая эрозия элементов проточной части авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и отложения пыли вызывают снижение мощности, недопустимый рост температуры газа перед турбиной, поломки ослабленных эрозией лопаток, помпаж и другие отказы. Попавшие в двигатель частицы пыли не только изменяют форму профилей лопаток, но и оседают во входной части компрессора, что затрудняет надёжную работу двигателя вертолёта. В результате налипания пыли на лопатках компрессора их собственная частота колебаний может уменьшиться на 45%, что приводит к недопустимому увеличению действующих в лопатках напряжений и к их обрыву [1; 2].

Эрозионный износ лопатки компрессора приводит также к утонению передней и задней кромок, выработке поверхностей корыта, уменьшению значений хорды и максимальной толщины. Такие повреждения лопаток компрессора ведут к изменению режима их обтекания и, соответственно, к изменению параметров, определяющих условия работы профиля в потоке:

- угла между средней геометрической скоростью и хордой профиля;
- коэффициента подъёмной силы;
- угла набегания, определяемого как угол между вектором скорости воздуха перед решёткой и касательной к средней линии профиля у передней кромки;
- угла отставания потока;
- угла поворота потока в решётке.

Увеличение угла набегания за счёт эрозионного износа входной кромки может приводить к росту местных скоростей на поверхности профиля и к появлению сверхзвуковых скоростей потока.

Гидравлические потери при движении воздуха через канал решётки с небольшими скоростями до и после повреждения поверхностей профиля лопатки сводятся к трём видам:

- 1) профильные потери, связанные с образованием вторичных течений;
- 2) концевые потери, связанные с образованием пограничного слоя на стенках, ограничивающих канал решётки по высоте;
- 3) вторичные потери, связанные с возникновением протеканий в пограничном слое.

Увеличение суммарных потерь полного давления, обусловленное ухудшением характеристик отдельных ступеней при эрозионном износе лопаток, приводит к падению напорности ступеней и уменьшению плотности воздуха по тракту компрессора. Происходит смещение характеристик в сторону меньших расходов, граница устойчивости смещается к рабочей линии. На границе помпажа при малых частотах вращения ротора работа первых ступеней компрессора неустойчива, а режим работы последних ступеней близок к режиму «запираания».

Увеличение удельного расхода топлива и температуры газов за турбиной происходит за счёт ухудшения аэродинамики проточной части вследствие увеличения радиальных зазоров между рабочими лопатками и корпусом компрессора, износа и шероховатости поверхности лопаток.

Снижение запаса газодинамической устойчивости из-за эрозионного износа на определённую величину может способствовать возникновению помпажа у двигателей. Одной из причин этого является разброс по характеристикам как новых, так и прошедших ремонт ГТД.

При эрозионном износе элементов конструкции двухконтурных двигателей с увеличением наработки также ухудшается их газодинамическая устойчивость. Наблюдается смещение линии рабочих режимов высокого давления, смещение напорных ветвей по расходу воздуха, изменение границы устойчивой работы. Например, изменение КПД компрессора или турбины каскада высокого давления двигателя типа Д-30КУ на 1% вызывает смещение линии рабочих режимов на 0,72%.

Поэтому на практике используются пылезащитные устройства (ПЗУ) авиационных двигателей, в которых для отделения пыли (песка) от воздуха используется их инерционность.

Целью данной работы является разработка методики выбора оптимальных значений геометрических параметров ПЗУ с учётом многокритериальности и многофакторности решаемой задачи.

### **Методика выбора параметров ПЗУ**

Методика включает шесть основных этапов.

**Этап 1.** Формирование исходных данных. На данном этапе проводится:

- обоснование программного обеспечения, используемого для моделирования двухфазного потока «воздух – частицы песка». При этом рассматриваются Лагранжевый, Эйлеровый и комбинированный методы [5];
- выбор режима работы двигателя;
- задание характеристик песка (количества, скорости, диаметра частиц и др.), области определения геометрических размеров ПЗУ и др.

**Этап 2.** Выбор частных параметров и критериев эффективности ПЗУ. На практике в качестве частных параметров эффективности рассматриваются два показателя [1; 2]:

- степень очистки воздуха –  $\eta$ , %;
- потеря давления в ПЗУ –  $\Delta p$ , Па.

В данной работе авторами вводится ещё один параметр эффективности – масса ПЗУ ( $M$ , кг). Таким образом, выбор оптимальных значений геометрических параметров ПЗУ  $X_{opt} = (x_1, x_2, \dots, x_k)$  проводится с учётом трёх критериев эффективности:

$$\begin{aligned}\Phi_1(X) &= \eta_{opt}(X) = \max \eta_i(X); \\ \Phi_2(X) &= \Delta p_{opt}(X) = \min \Delta p_i(X); \\ \Phi_3(X) &= M_{opt}(X) = \min M_i(X),\end{aligned}\tag{1}$$

где  $X = (x_1, x_2, \dots, x_k)$  – вектор геометрических параметров ПЗУ.

Значения параметров  $\eta$ ,  $\Delta p$  и  $M$  определяются моделированием двухфазного потока «воздух – частицы песка» с применением программного комплекса (ПК) *Ansys Fluent* для ПЗУ с различной геометрией. Область значений  $X = (x_1, x_2, \dots, x_k)$  задаётся в виде системы двухсторонних ограничений  $x_{\min i} \leq x_i \leq x_{\max i}$ ;  $i = \overline{1, k}$ .

**Этап 3.** Нормирование частных параметров и критериев эффективности ПЗУ. При нормировании вместо «натурального» параметра вводится его отношение к некоторой нормирующей величине, измеряемой в тех же единицах, что и сам параметр [7 – 9]. В результате операции нормирования и приведения к единой шкале все частные критерии эффективности приобретают безразмерный вид с диапазоном измерения от 0 до 1:

$$\begin{aligned}\Phi_1^H(X) &= \eta_{opt}^H(X) = \max \eta_i(X) \in 0 \dots 1; \\ \Phi_2^H(X) &= \Delta p_{opt}^H(X) = \min \Delta p_i(X) \in 0 \dots 1; \\ \Phi_3^H(X) &= M_{opt}^H(X) = \min M_i(X) \in 0 \dots 1.\end{aligned}\tag{2}$$

Критерии эффективности вида (2) можно преобразовать к виду, по которому эффективность ПЗУ будет тем выше, чем больше значение показателя (в %):

$$\begin{aligned}\Phi_1^H(X) &= \max \eta_i(X) \in (0 \dots 100) \% ; \\ \Phi_2^H(X) &= \max \left[ 1 - \frac{\Delta p_i(X)}{\Delta p_{\text{баз}}(X)} \right] 100 \in (0 \dots 100) \% ; \\ \Phi_3^H(X) &= \max \left[ 1 - \frac{M_i(X)}{M_{\text{баз}}(X)} \right] 100 \in (0 \dots 100) \%,\end{aligned}\tag{3}$$

где  $\Delta p_{\text{баз}}$  и  $M_{\text{баз}}$  – базовые значения показателей  $\Delta p$  и  $M$ , соответствующие наиболее желательным значениям, к которым необходимо стремиться.

Представление критериев в виде (3) удобно для выбора оптимальных геометрических параметров ПЗУ в виде обобщённой целевой функции аддитивного вида [8; 9]:





$$0 \leq a_i \leq 1; \sum_{i=1}^3 a_i = 1.$$

**Этап 6.** Экспертно или используя дополнительный количественный критерий, назначаемый исследователем (разработчиком) ПЗУ, выбирается окончательный вариант геометрии ПЗУ из множества Парето-оптимальных значений.

### Пример определения оптимальных значений геометрических параметров циклонного ПЗУ

Принципиальная схема циклонного ПЗУ приведена на рис. 1.

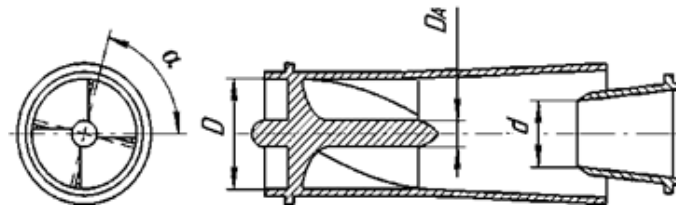


Рис. 1. Принципиальная схема циклонного пылезаситного устройства

Сепарация пыли в циклонах и их гидравлическое сопротивление зависят от основных конструктивных параметров, к которым относятся угол закрутки лопаточного аппарата  $\alpha$ , диаметр корпуса циклона  $D$  и ряд линейных размеров, характеризующихся относительными величинами (отнесёнными к диаметру  $D$ ): внутренним диаметром центральной трубки  $d$ , внешним диаметром центрального обтекателя  $D_A$  и др.

При увеличении угла закрутки  $\alpha$  возрастают тангенциальные скорости воздуха и твёрдых частиц. Вследствие этого увеличиваются центробежные силы и радиальные скорости частиц. Ввиду того, что центробежная сила пропорциональна  $v^2$  ( $v$  – скорость твёрдых частиц), степень очистки  $\eta$  находится в обратной зависимости от  $\text{tg}^2 \alpha$ . Однако увеличение угла закрутки  $\alpha$  приводит к увеличению турбулентности потока внутри циклона, что, в свою очередь, приводит к потерям давления за циклоном.

С увеличением диаметра корпуса  $D$  при постоянном расходе воздуха уменьшаются осевые скорости воздуха и твёрдых частиц, что ведёт к пропорциональному увеличению продолжительности пребывания частиц в поле центробежных сил и способствует сепарации. Однако при этом уменьшается тангенциальная скорость воздуха, влияющая на силы инерции.

Уменьшение диаметра центральной трубки  $d$  приводит к уменьшению степени очистки воздуха  $\eta$ , так как при этом меньшая часть траекторий твёрдых частиц заканчивается в пределах входного сечения трубки. Это приводит к значительному уменьшению поступающего в ГТД воздуха и потерям давления на выходе из циклона.

В процессе исследования эффективность ПЗУ оценивалась степенью очистки воздуха ( $\eta$ , %), потерей давления в ПЗУ ( $\Delta p$ , Па) и массой ПЗУ ( $M$ , кг) [2].

Область определения параметров ПЗУ соответствовала следующим ограничениям:

- угол закрутки лопаточного аппарата  $60^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ ;
- внешний диаметр центрального обтекателя  $6 \leq D_A \leq 12$  мм;
- внутренний диаметр центральной трубки  $18 \leq d \leq 24$  мм;
- внутренний диаметр внешней трубки  $16 \leq D \leq 30$  мм.

Построение уравнений регрессий  $(\eta, \Delta p, M) = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$  проводилось по данным центрального композиционного плана, включающего 25 экспериментов (опытов) [10].

В кодированных значениях переменных  $x_1, x_2, \dots, x_k$  уравнения регрессии имеют вид:

$$\eta = 94,1 - 1,37x_4 - 0,56x_1x_2 + 2,823x_1x_3 + 0,8x_1x_4 + 0,8x_2x_3x_4 - 2,88x_2x_4 + 3,7x_1^2 - 3,4x_2^2 - 0,87x_3^2; \quad (7)$$

(погрешность оценки  $\eta$  по уравнению (7) равна 1,35%);

$$\Delta p = 629 - 737,88x_1 - 772,68x_2 - 372,7x_3 + 1275,5x_1x_2 + 11441,28x_1x_3 + 1252,68x_1x_4 + 1103,2x_2x_4 - 1172,2x_3x_4 + 1750,6x_3^2; \quad (8)$$

(погрешность оценки  $\Delta p$  по уравнению (8) равна 1,43%);

$$M = 9856,68 + 157,848x_2 + 4434,316x_4 - 30,283x_3x_4 + 645,6x_4^2; \quad (9)$$

(погрешность оценки  $M$  по уравнению (9) равна 0,5%).

В натуральных единицах измерения параметров  $\alpha$ ,  $D_A$ ,  $d$  и  $D$  уравнения регрессии имеют вид:

$$\eta = 104,7 - 1,02D - 1,035\alpha D_A + 1,89\alpha d + 0,01\alpha D + 56,98D_A d + 0,91D_A D - 0,006\alpha^2 + 76,27D_A^2 - 150,051d^2, \%;$$

$$\Delta p = 12230,3 - 20,32\alpha - 1681,15D_A - 26355,87d + 21,18\alpha D_A + 12,56\alpha d + 0,45\alpha D + 36,44D_A D - 41,1dD + 15424,07d^2, \text{ Па};$$

$$M = 1861,5 + 3124,5D_A + 167,8D + 44,1dD + 6,87D^2, \text{ кг}.$$

Результаты выбора параметров ПЗУ приведены в таблице, где под № 1 приведены результаты исходного ПЗУ, с которым проводилось сравнение ПЗУ с Парето-оптимальными значениями геометрических параметров (варианты № 2 ... № 5).

Оценка эффективности выбора проводилась по формуле:

$$\delta = \frac{|p_{\text{исх}} - p|}{p_{\text{исх}}} 100, \%,$$

где  $p_{\text{исх}}$  – исходное значение показателя;  $p$  – текущее значение показателя.

Таблица. Значения Парето-оптимальных решений

№	$\eta, \%$	$\Delta p, Па$	$M, кг$	$\delta_i$		
				$\delta_\eta$	$\delta_{\Delta p}$	$\delta_M$
1	94,5	630	0,0115	0	0	0
2	98,4	501	0,0138	+4,13	+20,4	-20,4
3	98,6	546	0,0132	+4,36	+13,2	-14,5
4	99,0	543	0,0159	+4,76	+13,7	-39,0
5	99,9	643	0,0173	+5,70	+2,2	-50,4

Примечание: «-» – показатель эффективности ПЗУ ухудшается; «+» – показатель эффективности ПЗУ улучшается.

В качестве окончательного было выбрано ПЗУ под №2, которое по сравнению с исходным ПЗУ на 4,13% имеет лучший показатель по параметру  $\eta$ , на 20% имеет лучший показатель по параметру  $\Delta p$ , но на 20% уступает исходному ПЗУ по параметру  $M$ . Оптимальные значения геометрических параметров ПЗУ следующие:  $\alpha_{opt} = 90^\circ$ ,  $D_{Aopt} = 6 \text{ мм}$ ;  $d_{opt} = 15 \text{ мм}$ ;  $D_{opt} = 25 \text{ мм}$ .

### Библиографический список

1. Степанов Г.Ю., Зицер И.М. Инерционные воздухоочистители. М.: Машиностроение, 1986. 181 с.
2. Гишваров А.С., Аитов Р.Р., Айтумбетов А.М. Исследование эффективности пылезащитных устройств вертолётных газотурбинных двигателей // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2015. Т. 19, № 2 (68). С. 100-110.
3. Рахимов А.Х., Салимзянова А.А. Исследование влияния геометрии вертолётного пылезащитного устройства на его эффективность // Материалы XI Всероссийской молодёжной научной конференции «Мавлютовские чтения». Т. 1. Уфа: УГАТУ, 2017. С. 62-67.
4. Железина Г.Ф., Соловьёва Н.А., Макрушин К.В., Рысин Л.С. Полимерные композиционные материалы для изготовления пылезащитного устройства перспективного вертолётного двигателя // Авиационные материалы и технологии. 2018. № 1 (50). С. 58-63. DOI: 10.18577/2071-9140-2018-0-1-58-63
5. Волков К.Н., Емельянов В.Н., Курова И.В. Лагранжев подход к моделированию турбулентных течений газозвеси в приложении к проблемам внутренней газодинамики РДТТ // Сб. трудов шестой Всероссийской конференции «Внутрикамерные процессы и горение в установках на твёрдом топливе и ствольных системах» (8-10 сентября 2008 г., Санкт-Петербург, Россия). Ижевск: ИПМ УрО РАН, 2008. С. 320-332.
6. Рысин Л.С. Ещё раз о пыли // Двигатель. 2009. № 5 (65). <http://engine.aviaport.ru/issues/65/page10.html>
7. Ларичев О.И. Теория и метод принятия решений. М.: Логос, 2006. 392 с.
8. Мушкин Э., Мюллер П. Методы принятия технических решений. М.: Мир, 1990. 208 с.

9. Гишваров А.С. Совмещённые ресурсные испытания технических систем. Уфа: АН РБ, Гилем, 2002. 268 с.

10. Гишваров А.С., Рахимов А.Х. Планирование эксперимента при исследовании авиационных двигателей и энергетических установок: уч. пособие. Уфа: УГАТУ, 2019. 243 с.

## JUSTIFICATION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE ENGINE AIR PARTICLE SEPARATOR

© 2022

**A. S. Gishvarov**

Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Aircraft Engines;  
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;  
[kafedra.ad@mail.ru](mailto:kafedra.ad@mail.ru)

**A. Kh. Rakhimov**

Senior Lecturer, Department of Aircraft Engines;  
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;  
[mr.abdusattor@list.ru](mailto:mr.abdusattor@list.ru)

The Engine Air Particle Separator is considered to be the most important element for maintaining the performance of helicopter engines when operating in dusty air conditions. The intensity of erosion of the elements of the gas-air passage of the gas turbine engine depends on many factors: on the hardness and chemical composition of dust particles, on the fractional composition, sand concentration, engine operating condition etc. Therefore, the development of a method for selecting the optimal values of the Engine Air Particle Separator parameters is a complex multi-criteria and multi-factor task. The present document addresses the selection method of optimal values (geometric dimensions) of the Engine Air Particle Separator parameters in aviation gas turbine engines. The methodology includes six main steps. The choice of optimal values of the Engine Air Particle Separator geometrical parameters is accomplished taking into account three partial criteria for the Engine Air Particle Separator efficiency: the degree of air purification, pressure loss and mass. The Engine Air Particle Separator parameters are selected using the Pareto method. An example of choosing the optimal values of the geometric parameters of a cyclone Engine Air Particle Separator is considered.

*Particle separator; optimal parameters of a dust protection device; generalized target function; Pareto optimal set*

---

*Citation:* Gishvarov A.S., Rakhimov A.Kh. Justification of geometric parameters of the engine air particle separator. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 7-15.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-7-15

### References

1. Stepanov G.Yu., Zitser I.M. *Inertsionnye vozdukhoochistiteli* [Inertial air cleaner]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 181 p.
2. Gishvarov A.S., Aitov R.R., Aytumbetov A.M. Study the effectiveness of the dust devices. *Vestnik UGATU*. 2015. V. 19, no 2 (68). P. 100-110. (In Russ.)
3. Rakhimov A.Kh., Salimzyanova A.A. Issledovanie vliyaniya geometrii vertoletnogo pylezashchitnogo ustroystva na ego effektivnost'. *Materialy XI Vserossiyskiy molodezhnoy nauchnoy konferentsii «Mavlyutovskie Chteniya»*. V. 1. Ufa: UGATU Publ., 2017. P. 62-67. (In Russ.)
4. Zhelezina G.F., Solovieva N.A., Makrushin K.V., Rysin L.S. Polymer composite materials for manufacturing engine air particle separation of advanced helicopter engine. *Aviation Materials and Technologies*. 2018. No. 1 (50). P. 58-63. (In Russ.). DOI: 10.18577/2071-9140-2018-0-1-58-63
5. Volkov K.N., Emel'yanov V.N., Kurova I.V. Lagranzhev podkhod k modelirovaniyu turbulentnykh techeniy gazovzvesi v prilozhenii k problemam vnutrenney gazodinamiki

RDTT. *Sb. trudov shestoy Vserossiyskoy konferentsii «Vnutrikamernye Protsessy i Gorenie v Ustanovkakh na Tverdom Toplivo i Stvol'nykh Sistemakh»* (September, 8-10, 2018, Saint-Petersburg, Russia). Izhevsk: IPM UrO RAN Publ., 2008. P. 320-332. (In Russ.)

6. Rysin L.S. Once more about dust. *Engine*. 2009. No. 5 (65). (In Russ.). Available at: <http://engine.aviaport.ru/issues/65/page10.html>

7. Larichev O.I. *Teoriya i metod prinyatiya resheniy* [Theory and method of decision making]. Moscow: Logos Publ., 2006. 392 p.

8. Mushkin E., Myuller P. *Metody prinyatiya tekhnicheskikh resheniy* [Techniques for making technical decisions]. Moscow: Mir Publ., 1990. 208 p.

9. Gishvarov A.S. *Sovmeshchennye resursnye ispytaniya tekhnicheskikh sistem* [Combined life cycle tests of technical systems]. Ufa: AN RB, Gilem Publ., 2002. 268 p.

10. Gishvarov A.S., Rakhimov A.Kh. *Planirovanie eksperimenta pri issledovanii aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: uch. posobie* [Planning an experiment in the study of aircraft engines and power plants]. Ufa: UGATU Publ., 2019. 243 p.

## 3D ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ ТРАКТОВЫХ ПОЛОК СОПЛОВЫХ БЛОКОВ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С РАЗЛИЧНЫМИ СХЕМАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ

© 2022

**Ю. Г. Горелов** кандидат технических наук, заместитель начальника отдела;  
АО «Объединённая двигателестроительная корпорация», Москва;  
[Yury.Dina@gmail.com](mailto:Yury.Dina@gmail.com)

**В. В. Ананьев** главный специалист;  
АО «Объединённая двигателестроительная корпорация», Москва;  
[vit-ananьев@yandex.ru](mailto:vit-ananьев@yandex.ru)

**Д. А. Золотухина** начальник конструкторского бюро;  
АО «Объединённая двигателестроительная корпорация», Москва;  
[galenrant@gmail.com](mailto:galenrant@gmail.com)

В результате испытаний сопловых блоков турбины были выявлены проблемы растрескивания нижней полки соплового блока. В ходе работы исследованы возможные варианты охлаждения полков сопловых блоков турбины высокого давления. По результатам 3D-расчёта в ANSYS CFX проведено сравнение эффективности охлаждения трактовых полков сопловых блоков турбины высокого давления с конвективным и конвективно-плёночным охлаждением. Проведены исследования для ликвидации дефекта растрескивания нижней трактовой полки с конвективным охлаждением. Внесены необходимые изменения в конструкцию, в результате которых охлаждающий воздух из вторичной зоны камеры сгорания был перераспределён по поверхности нижней полки соплового блока турбины. Для режима форсирования газотурбинного двигателя до температуры газа перед турбиной 1800 К и более и увеличении расхода охлаждающего воздуха на полки показаны области полков при конвективном способе их охлаждения, не требующие развитого оребрения и струйного охлаждения, а также области, требующие незначительной интенсивности охлаждения.

*Трактовая полка; эффективность охлаждения; целевой вдув охлаждающего воздуха; плёночное охлаждение; сопловой блок; турбина высокого давления*

---

**Цитирование:** Горелов Ю.Г., Ананьев В.В., Золотухина Д.А. 3D исследования теплообмена и гидродинамики трактовых полков сопловых блоков турбины высокого давления с различными схемами охлаждения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 16-27. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-16-27

На большинстве двигателей четвёртого и пятого поколений не удается отказаться от традиционно используемого плёночного охлаждения полков сопловых блоков турбины высокого давления (СБ ТВД), по-прежнему используются три-четыре ряда цилиндрических отверстий на полках [1]. Существенные потребные расходы воздуха для обеспечения допустимых температур полков приводят к необходимости высокой потребной эффективности плёночного охлаждения. Выполнено множество исследований для обеспечения наибольшей выгоды от использования плёночного охлаждения. В настоящее время наиболее эффективными перспективными схемами охлаждения трактовых полков СБ ТВД являются способы: 1) с применением конвективного, преимущественно струйного охлаждения (рис. 1); 2) с использованием конвективно-плёночного охлаждения (рис. 2).

При использовании профиля лопатки GE-E<sup>3</sup> продолжают исследования влияния на эффективность охлаждения полки с четырьмя рядами веерных отверстий – «фантомного» охлаждения из выходной кромки и щели на выходе из камеры сгорания [2], влияния вращающегося против часовой стрелки потока на входе при различных синхронных позициях на плёночное охлаждение полков [3], влияние геометрического и струйного воздействия на вторичные течения и тепловое состояние полков [4].

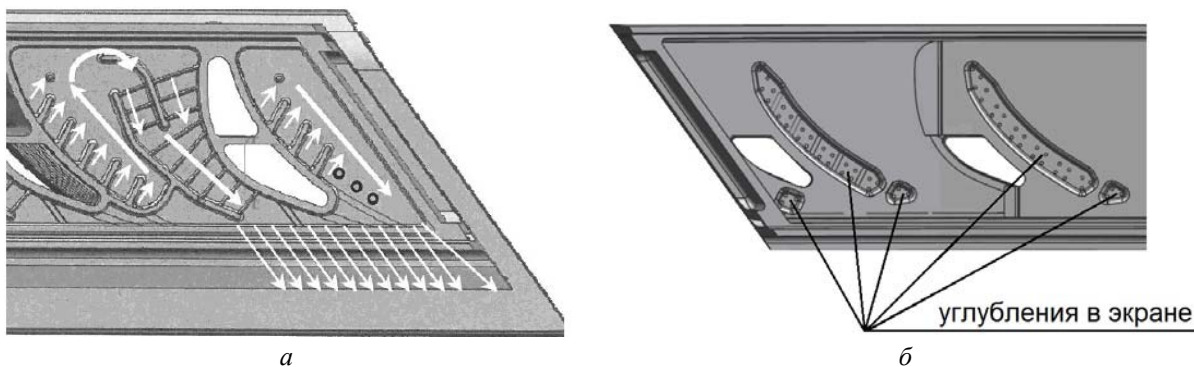


Рис. 1. Схема охлаждения полки с конвективным охлаждением:  
 а – схема течения охлаждающего воздуха внутри полки СБ ТВД;  
 б – углубление в экране СБ ТВД и отверстия в них, через которые охлаждающий воздух поступает к внутренней стенке малой полки СБ ТВД

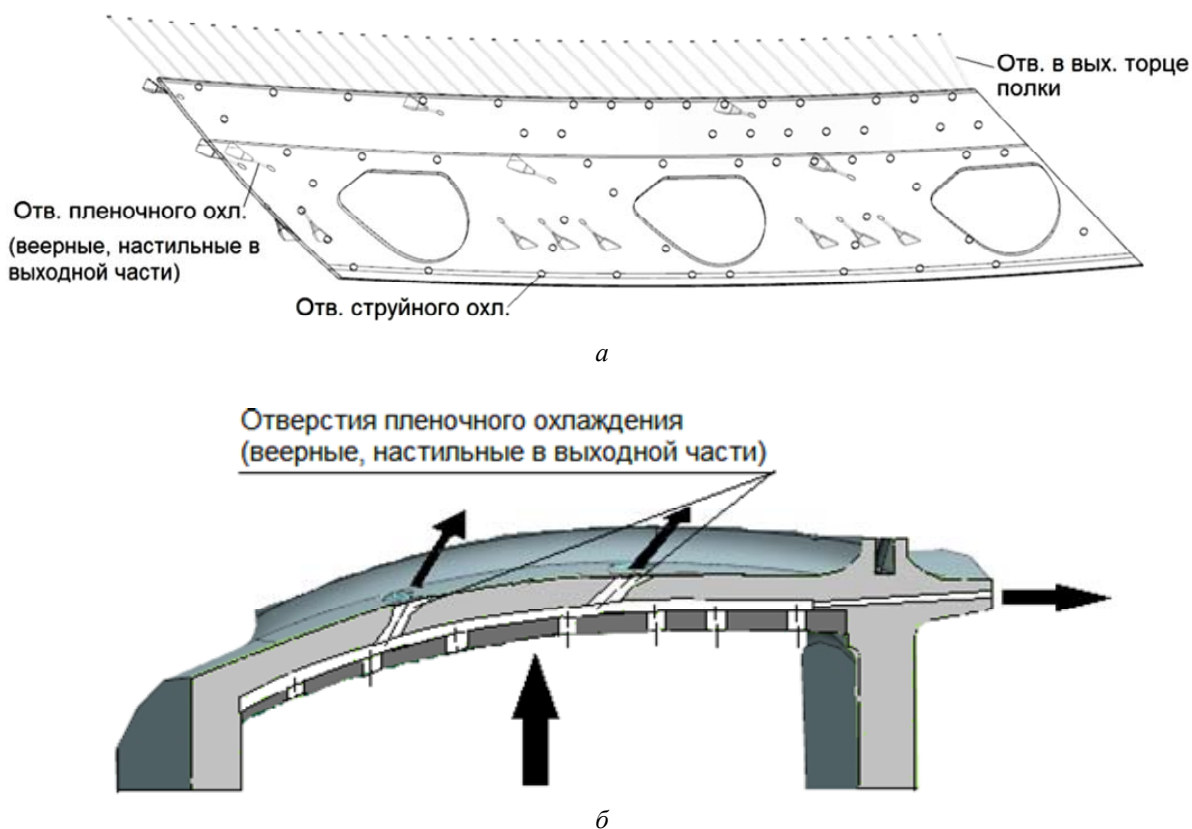


Рис. 2. Схема охлаждения полки при конвективно-плёночном охлаждении:  
 а – схема расположения отверстий на полке СБ ТВД;  
 б – схема течения охлаждающего воздуха в продольном сечении полки СБ ТВД

Для типичной конфигурации полки с пятью рядами плёночного охлаждения проведено исследование влияния RANS моделей турбулентности на эффективность охлаждения полки, валидация алгебраической анизотропной модели турбулентности при сравнении с экспериментальными измерениями [5].

В работе [6] выполнено сравнительное трёхмерное расчётное исследование известных, используемых в настоящее время на современных ГТД, схем охлаждения нижних трактовых полок СБ ТВД с конвективным (рис. 1) и конвективно-плёночным

охлаждением (рис. 2). По результатам расчёта оценивалась  $\theta$  – эффективность охлаждения полки СБ ТВД в соответствии со следующей зависимостью:

$$\theta = \frac{T_{\Gamma_{\max i}}^* - T_{n,i}}{T_{\Gamma_{\max i}}^* - T_{\text{охлэкp}}^*}, \quad (1)$$

где  $T_{n,i}$  – температура в  $i$ -й точке полки СБ ТВД;  $T_{\Gamma_{\max i}}^*$  – максимальная температура газа перед сопловым аппаратом ТВД в нижнем и верхнем поясе при продувке камеры сгорания;  $T_{\text{охлэкp}}^*$  – температура охлаждающего воздуха на входе в отверстия экранов. Здесь  $T_{\Gamma_{\max i}}^* = \theta_{\max i} (T_{\text{сp.масс.к.с.}}^* - T_{\text{охл}}^*) + T_{\text{охл}}^*$ , где  $T_{\text{сp.масс.к.с.}}^*$  – среднемассовая температура газа на выходе из камеры сгорания;  $T_{\text{охл}}^*$  – температура охлаждающего воздуха;  $\theta_{\max i}$  – коэффициент окружной неравномерности температурного поля камеры сгорания.

$\Theta_{\text{конв.н.п., i}} / \Theta_{\text{конв.ср.Ф}}$



Рис. 3. Относительная эффективность конвективного струйного (душевого) охлаждения при конвективно-плёночном охлаждении

$\Theta_{\text{н.п., i}} / \Theta_{\text{ср.Ф}}$

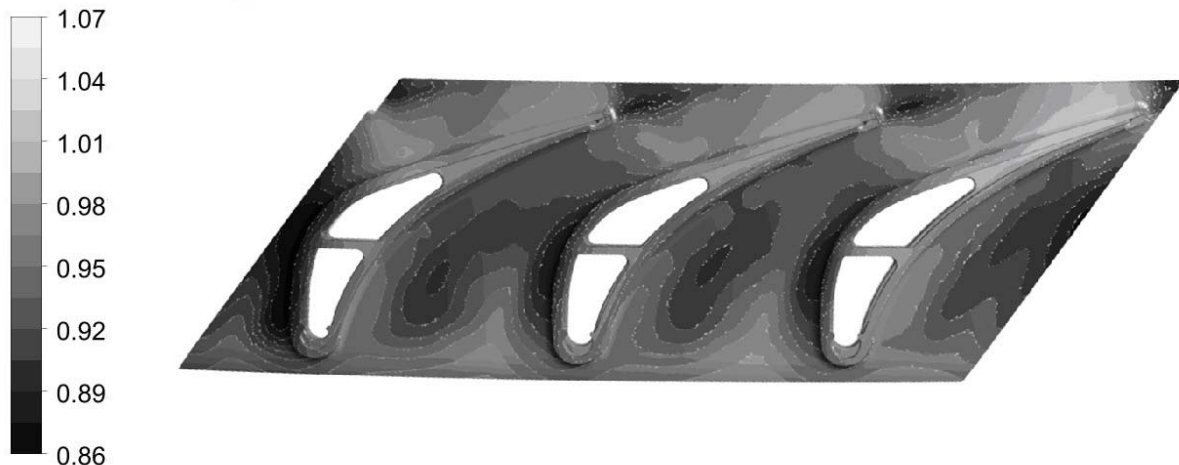


Рис. 4. Относительная эффективность конвективного охлаждения



Установлено, что осреднённая по поверхности полки эффективность конвективного струйного (душевого) охлаждения (рис. 3) при конвективно-плёночном охлаждении несколько выше эффективности конвективного охлаждения (на  $\Delta\Theta_{срF} = 0,007$  (рис. 4)), при этом суммарная эффективность конвективно-плёночного охлаждения (рис. 5) за счёт дополнительного плёночного охлаждения (рис. 6) превышает эффективность конвективного способа охлаждения на  $\Delta\Theta = 0,05...0,098$ . Кроме того, распределение суммарной эффективности охлаждения при конвективно-плёночном охлаждении более равномерно по поверхности нижней полки по сравнению с конвективным способом охлаждения. Несмотря на очевидные, хоть и несущественные, достоинства конвективной схемы охлаждения – отсутствие плёночной завесы и, как следствие, увеличение коэффициента полезного действия (КПД) ТВД за счёт снижения профильных потерь в 1,16 раза, данная схема имеет свои недостатки.

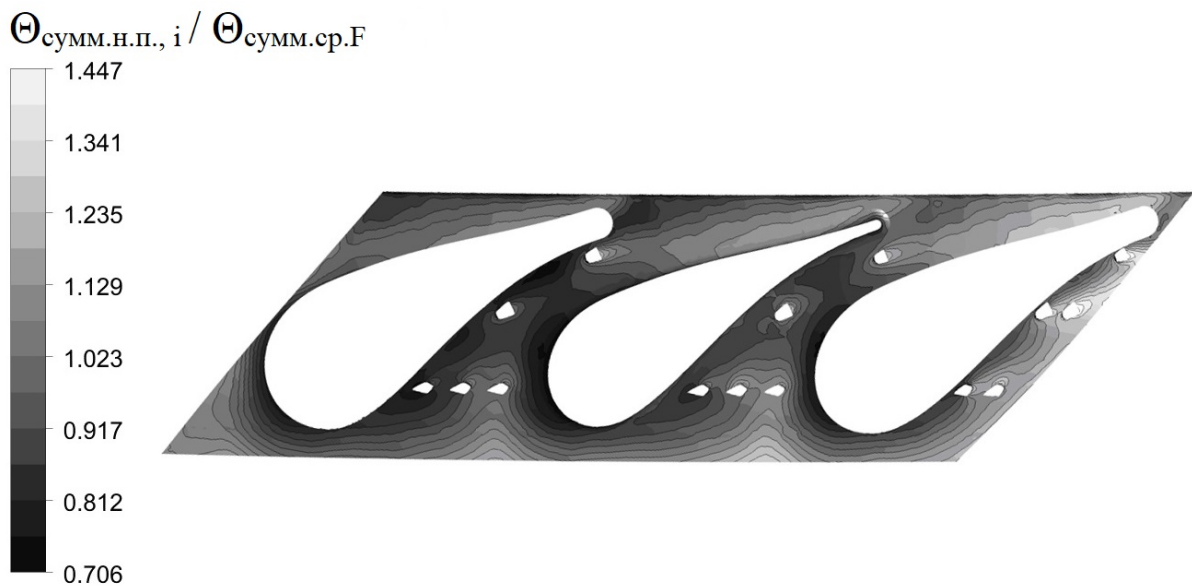


Рис. 5. Относительная суммарная эффективность конвективно-плёночного охлаждения

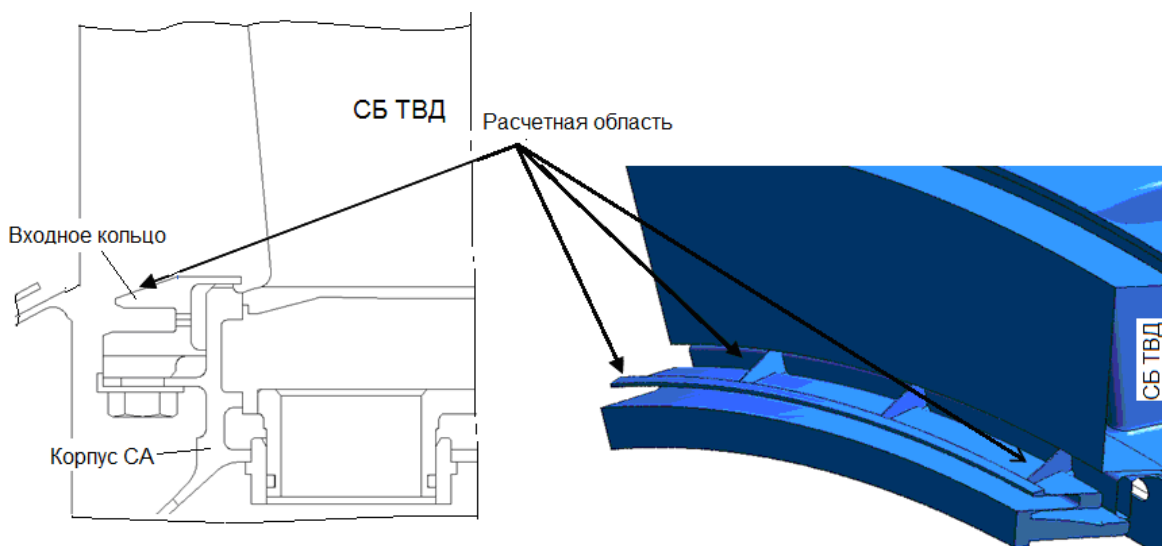


Рис. 6. Относительная эффективность дополнительного плёночного охлаждения при конвективно-плёночном охлаждении

Так, в связи с локальными перегревами, суммарный расход охлаждающего воздуха в конвективной схеме охлаждения пришлось увеличить на 0,49% в варианте с дополнительными разделительными рёбрами по сравнению с исходным вариантом. Из

этого расхода 70% воздуха подаётся из внутреннего контура камеры сгорания на вход в нижнюю полку и 30% – через отверстия в выходном торце полки, в отличие от схемы с конвективно-плёночным охлаждением, где  $G_{\text{охл сумм}}$  в 1,37 раза меньше (при этом 54% этого расхода подаётся из внутреннего контура камеры сгорания, 36% – через отверстия в выходном торце полки и 10% – через отверстия плёночного охлаждения). Следует отметить, что в схеме с конвективно-плёночным охлаждением за «горловое» сечение СБ ТВД сбрасывается на 0,1% меньше воздуха, чем в конвективной схеме, что более выгодно с точки зрения термодинамического цикла ГТД.

Таким образом, для представленной схемы конвективного охлаждения (см. рис. 2) при большем расходе воздуха эффективность охлаждения ниже на 0,098...0,05 суммарной эффективности конвективно-плёночной схемы охлаждения, полученной при меньшем расходе воздуха. Однако в связи с заманчивостью экономии охлаждающего воздуха и повышения КПД ТВД в 1,16 раза конвективная схема охлаждения используется на некоторых ГТД при умеренных температурах газа в горле соплового аппарата (СА) ТВД.



*Рис. 7. Расчётная область сопловых блоков турбины высокого давления*

В процессе доводочных испытаний СБ ТВД для таких ГТД выявился повторяющийся дефект – растрескивание нижней трактовой полки соплового блока в районе стыка полок со стороны корытца пера сопловой лопатки в области примерно от середины хорды до выходной кромки (рис. 8). Исследование возможных причин образования трещин показало, что наибольшее влияние на тепловое состояние нижней полки оказывает негативное воздействие расположения пазов, образованных на стыке входного кольца и корпуса СБ ТВД (рис. 7), влияющих на равномерность распределения защитной пелены охлаждающего воздуха на входе в полки СБ ТВД (рис. 8). 3D расчётные исследования показали (рис. 8, а), что преграда на пути охлаждающего воздуха в виде сегментного ребра формирует неравномерное заполнение полости охлаждающим воздухом выше ребра. Полученное поле скоростей характеризуется низкими скоростями над ребром и высокими скоростями между соседними рёбрами. Направление потока воздуха в полости, образованной между кольцами, имеет веерообразный вид, что указывает на неравномерное распределение воздуха перед щелями, организующими защитную пелену. Отрицательное влияние сегментных рёбер на равномерное распределение воздуха оказывает неравномерное размещение рёбер по окружности, которое не

соответствует размещению межлопаточных каналов сопловых лопаток. Соотношение межлопаточных каналов с количеством сегментных рёбер составляет 1,5. В этом случае основной особенностью линий тока на поверхности нижней полки является наличие со стороны корытца сопловой лопатки зон, где отсутствует защитная пелена. Зоны без защитной пелены находятся в следе парного выступа со стороны корытца (рис. 8, а), при этом протяжённость и конфигурация зон неодинакова, что является следствием влияния сегментных рёбер из-за их нецелочисленной кратности.

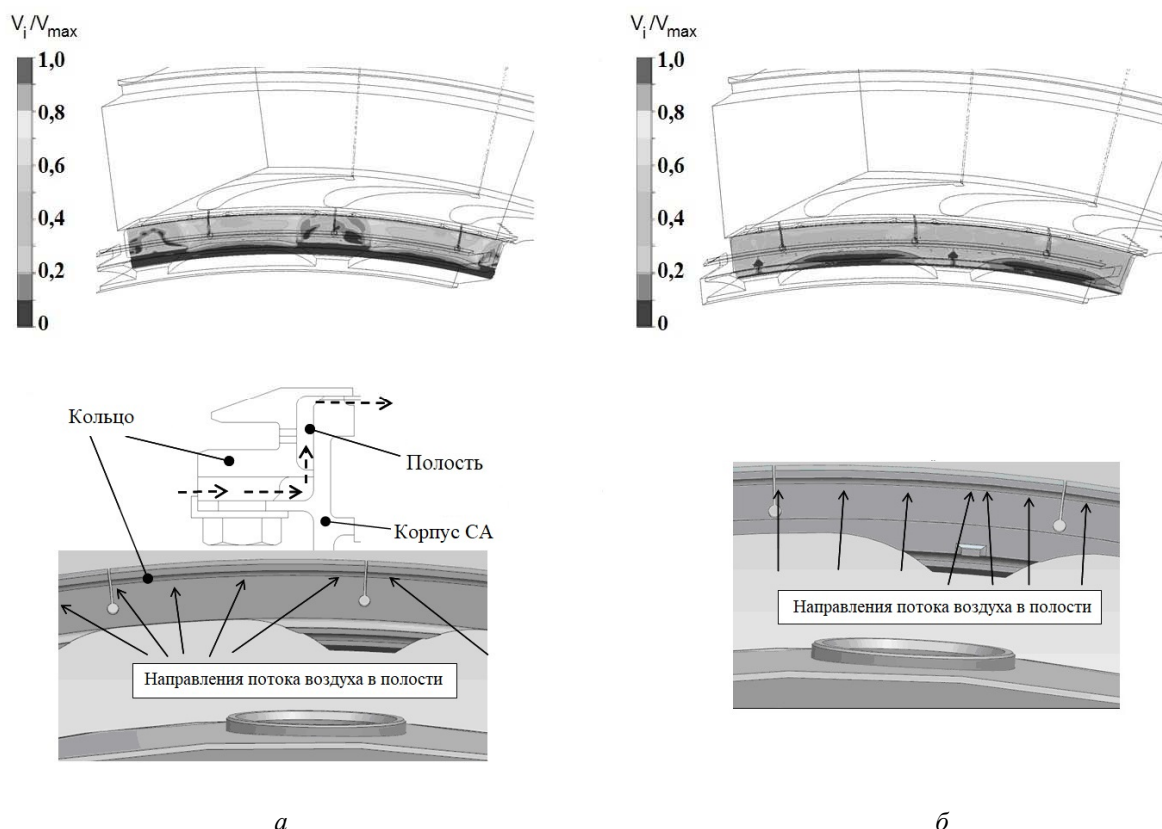


Рис. 8. Поле скоростей и направление потока в полости между кольцом и корпусом соплового аппарата: а – исходный вариант; б – вариант с изменённым подводом

Для изменённого подвода при более равномерной подаче воздуха к нижней полке СА были выполнены следующие мероприятия:

- для кольца в  $L_1/L_2 = 9,5$  раз уменьшена длина сегментного ребра в окружном направлении (рис. 9), ребро уменьшено симметрично относительно его середины, размещение ребра не менялось;
- компенсационная прорезь в кольце СА (рис. 9, поз. 5) передвинута таким образом, чтобы щель размещалась посередине между парными выступами кольца;
- один из парных выступов, имеющих на внешней поверхности торца корпуса (рис. 9, поз. 3), формирующих при сборке дискретные щели для выпуска охлаждающего воздуха на поверхность нижней полки СБ ТВД, перемещён в окружном направлении на угол  $\gamma$  по часовой стрелке (рис. 9, поз. 3, 4).

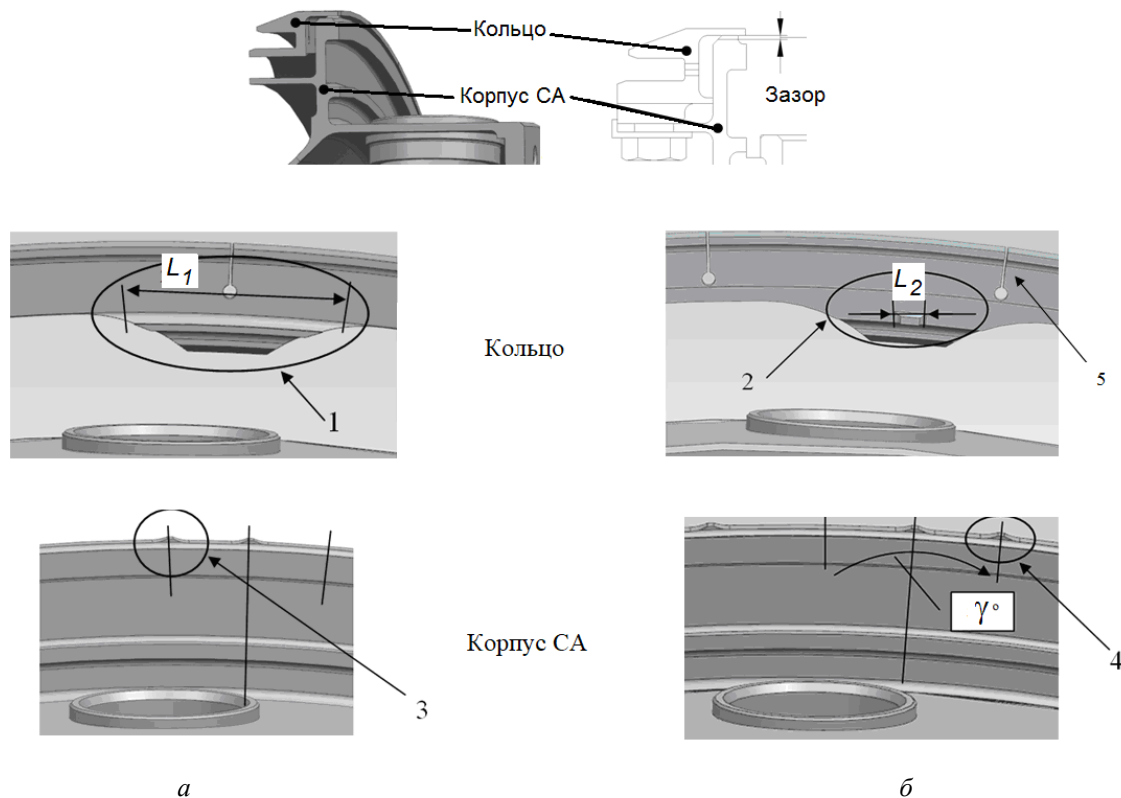


Рис. 9. Корпус соплового аппарата и кольцо, организующие защитную пелену на поверхности нижней полки:  
*а* – исходный вариант; *б* – вариант с изменённым подводом;  
 1 – исходное сегментное ребро; 2 – изменённое сегментное ребро; 3 – исходный вариант конструкции парного выступа; 4 – передвинутый на угол  $\gamma^\circ$  парный выступ; 5 – компенсационная прорезь в кольце СА;  
 $L_1$  – длина сегментного ребра исходного варианта;  $L_2$  – длина сегментного ребра изменённого варианта;  $\gamma^\circ$  – угол перемещения выступа

Результаты расчёта для варианта с изменённым подводом при моделировании уменьшения длины сегментного ребра в окружном направлении (рис. 8) показали, что снизились гидравлические потери в полости (рис. 8) за счёт уменьшения размеров препятствия на пути охлаждающего воздуха, идущего в направлении выпускных щелей. При этом поле скоростей, представленное на рис. 8, б, характеризуется более равномерным распределением в сравнении с исходным вариантом (рис. 8, а), также в отличие от веерообразного направления (рис. 8, а) более равномерным стало направление потока (рис. 8, б). Снижение гидравлических потерь влечёт за собой увеличение расхода охлаждающего воздуха на 9% по отношению к исходной конструкции. Перенос выступа на угол  $\gamma^\circ$  позволил устранить зоны, не омываемые защитной пеленой со стороны корытца. Линии тока со стороны корытца рис. 10 в отличие от исходного варианта со стороны спинки СЛ, где имеется разрежение, «схлопываются» на расстоянии трёх калибров от выступов (рис. 8) за счёт разгона и поворота потока в отличие от области с повышенным давлением, где «тень» от выступа сохраняется до выходного участка СА.

Из-за уменьшенной длины сегментного ребра отсутствует влияние кратности количества межлопаточных каналов СА и сегментных рёбер (1,5) на распределение защитной пелены в окружном направлении. Результаты исследования показали увеличение площади, омываемой холодным воздухом в области со стороны корытца в варианте с изменённым подводом (рис. 10), при этом средняя по площади нижней полки температура металла для варианта с изменённым подводом получена ниже средней по площади температуры полки исходного варианта на  $\sim 80^\circ\text{C}$ .

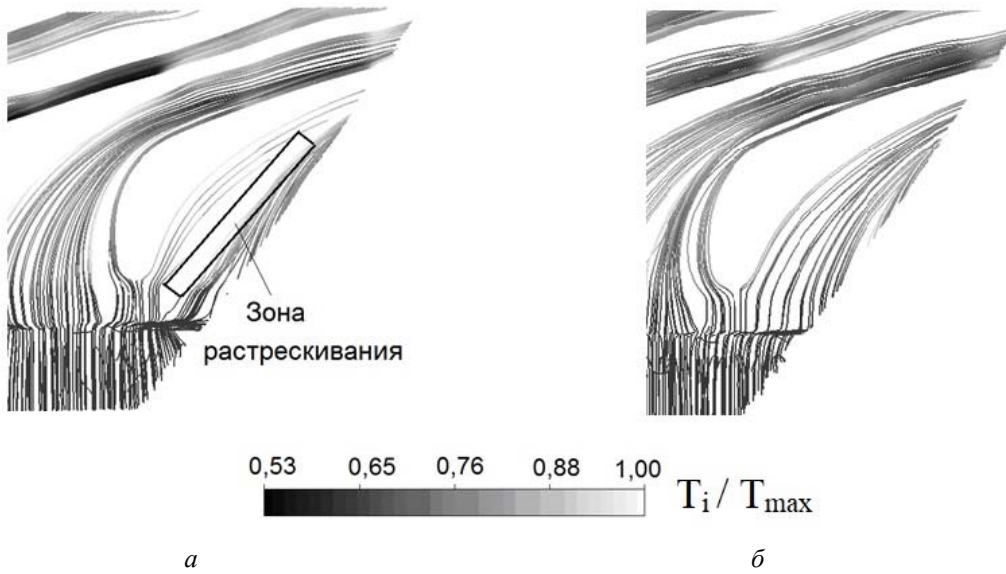


Рис. 10. Температуры воздуха на линиях тока воздушной пелены, обдувающей поверхности нижней полки соплового блока турбины высокого давления: а – исходный вариант; б – вариант с изменённым подводом

Однако при форсировании ГТД до температуры газа перед турбиной  $\geq 1800$  К более выгодным с точки зрения КПД турбины ВД является увеличение расхода охлаждающего воздуха из вторичной зоны камеры сгорания на полки при полностью конвективном способе их охлаждения. В этом случае расходы охлаждающего воздуха  $G_1$  и  $G_2$  (рис. 11) увеличиваются по сравнению со схемами, приведёнными на рис. 1, 2, примерно в 1,65 раза – на нижнюю полку и в 1,75 раза – на верхнюю. Расчётные 3D исследования показали, что в этом случае в передней части полок практически не требуется развитого конвективного охлаждения (струйного обдува полок, развитого оребрения).

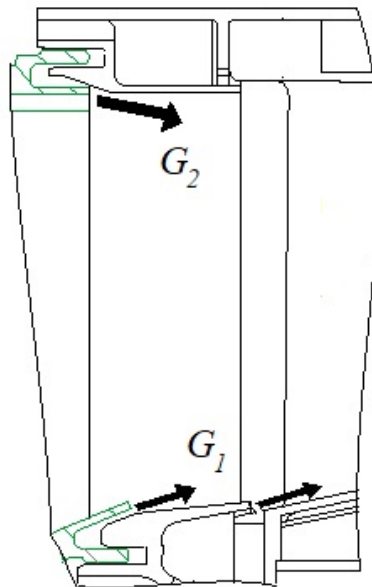


Рис. 11. Подача плёночных струй из вторичной зоны камеры сгорания на полки соплового блока турбины высокого давления

Относительная эффективность охлаждения в передней части нижней и верхней трактовой полки (рис. 12) составляет 0,990 – 1,102 и 1,023 – 1,155 соответственно. В этой части полки практически не требуется развитого конвективного охлаждения. Далее на выходных участках относительная эффективность охлаждения снижается до 0,600 – 0,788 на нижней полке и до 0,669 – 0,838 – на верхней, здесь уже требуется незначительный струйный обдув и оребрение.

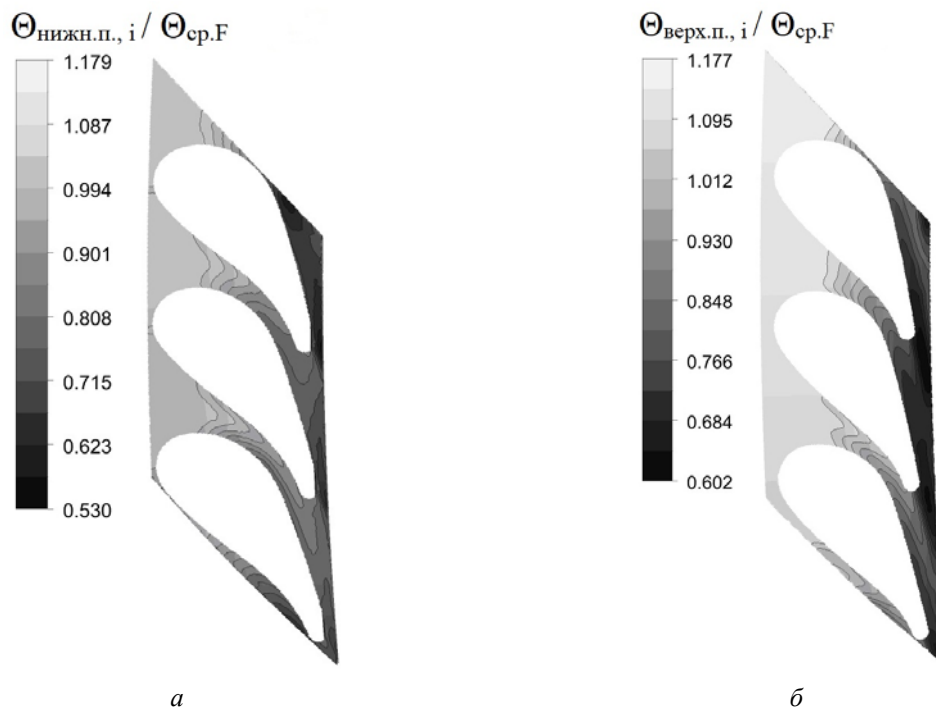


Рис. 12. Относительная эффективность охлаждения нижней и верхней полок соплового блока турбины высокого давления: а – исходный вариант; б – вариант с изменённым подводом

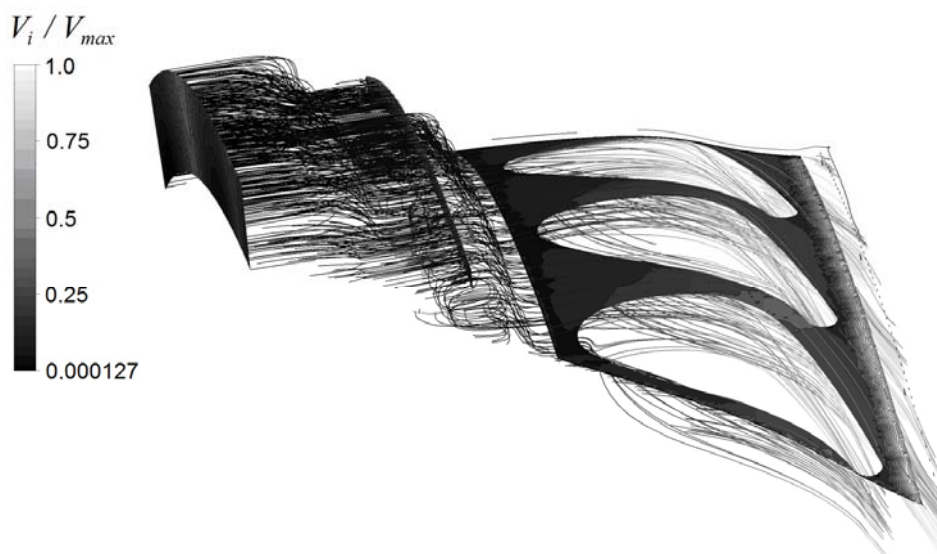


Рис. 13. Распределение относительных скоростей по верхней полке соплового блока турбины высокого давления

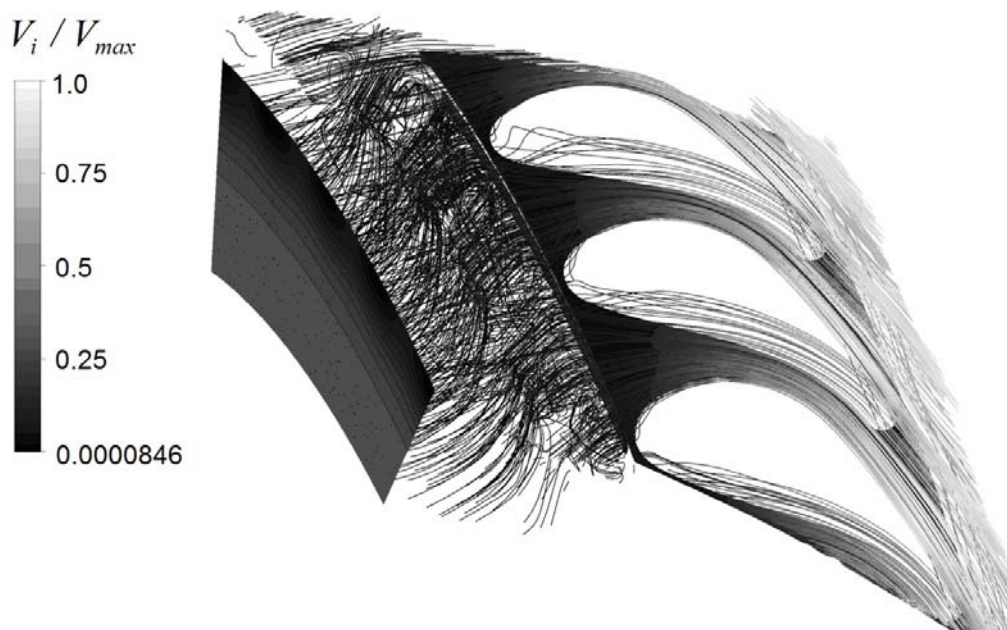


Рис. 14. Распределение относительных скоростей по нижней полке соплового блока турбины высокого давления

Также визуализация скоростей при увеличенных расходах охлаждающего воздуха из вторичной зоны камеры сгорания показала увеличение скоростей и, следовательно, чисел Рейнольдса, коэффициентов теплоотдачи от газа в выходной части лопаток (во второй половине хорды), что также приводит к необходимости введения развитого конвективного охлаждения в выходной части полок под экранами (рис. 13, 14).

Таким образом, сравнительные исследования конвективной и конвективно-плёночной схемы охлаждения трактовых полок СБ ТВД показали, что для представленной схемы конвективного охлаждения при большем на 0,59% расходе воздуха эффективность охлаждения ниже суммарной эффективности конвективно-плёночной схемы охлаждения на 0,05 – 0,098.

Проведённые исследования показали, что дефект растрескивания нижней трактовой полки с конвективным охлаждением (см. рис. 1) соплового блока в районе стыка полок со стороны корытца пера сопловой лопатки в области примерно от середины хорды до выходной кромки возможно ликвидировать за счёт перераспределения пазов на входе в нижнюю трактовую полку и более равномерной подачи воздуха на нижнюю полку СБ ТВД.

Установлено, что при форсировании ГТД до температуры газа перед турбиной до  $\geq 1800$  К и более выгодным с точки зрения КПД турбины ВД является увеличение расхода охлаждающего воздуха из вторичной зоны камеры сгорания на полки при полностью конвективном способе их охлаждения. В этом случае в передней части полок под экранами практически не требуется развитого конвективного охлаждения.

### Библиографический список

1. Горелов Ю.Г., Матвеев А.С. Результаты экспериментального исследования перспективных способов охлаждения бандажа рабочих и трактовых полок сопловых лопаток высокотемпературных ГТД // Сб. тезисов докладов международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе» (17-18 сентября 1997 г., Самара). Т. 2. Самара: СГАУ, 1997. С. 12-18.

2. Zhang Y., Yuan X. Experimental investigation of turbine phantom cooling on endwall with trailing edge discharge flow // Proceedings of the ASME Turbo Expo (June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany). V. 5B. DOI: 10.1115/GT2014-26781

3. Zhang Y., Yuan X. Experimental investigation of nonperiodic endwall film cooling in neighboring passages with upstream rotating flow // Proceedings of the ASME Turbo Expo (June, 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany). V. 5B. DOI: 10.1115/GT2014-26824

4. Полетаев В.А., Ремизов А.Е., Вятков В.В., Лебедев В.В. Особенности аэродинамического и теплового совершенствования сопловых аппаратов турбин перспективных газотурбинных двигателей // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. № 1. С. 81-86.

5. Li X., Ren J., Jiang H. On the reliability of RANS turbulence models for endwall cooling prediction // Proceedings of the ASME Turbo Expo (June, 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA). V. 5A-2017. DOI: 10.1115/GT2017-65207

6. Горелов Ю.Г., Ананьев В.В. 3D исследования конвективного и конвективно-плёночного охлаждения трактовых полок сопловых блоков турбины высокого давления // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2018. № 3. С. 126-132.

### **3D INVESTIGATION OF HEAT EXCHANGE AND HYDRODYNAMICS OF HIGH PRESSURE TURBINE NOZZLE BLOCK PLATFORMS WITH DIFFERENT COOLING SCHEMES**

© 2022

**Yu. G. Gorelov** Candidate of Science (Engineering), Deputy Head of Department;  
JSC Joint Propulsion Engineering Corporation, Moscow, Russian Federation;  
[Yury.Dina@gmail.com](mailto:Yury.Dina@gmail.com)

**V. V. Ananyev** Chief Specialist;  
JSC Joint Propulsion Engineering Corporation, Moscow, Russian Federation;  
[vit-ananev@yandex.ru](mailto:vit-ananev@yandex.ru)

**D. A. Zolotuhina** Head of Design Bureau;  
JSC Joint Propulsion Engineering Corporation, Moscow, Russian Federation;  
[galenrant@gmail.com](mailto:galenrant@gmail.com)

Turbine nozzle blocks were tested and, as a result, problems of nozzle block lower platform alligating were detected. In the course of the research possible variants of cooling high pressure turbine nozzle block vane platforms were investigated. According to the results of 3D ANSYS CFX calculation the cooling efficiency of high pressure turbine vane platforms with film cooling and convective-film cooling were compared. Research was carried out to eliminate the alligating defect of the lower vane platform with convective cooling. Necessary changes in the design were made due to which the cooling air from the secondary combustion chamber area was redistributed over the surface of the turbine nozzle block lower platform. To force the gas turbine engine to the inlet gas temperature to 1800 K and more, and to increase the cooling air mass flow from the secondary combustion chamber area over the platforms using convective cooling methods not requiring developed ribbing and impingement cooling, areas of the platforms, as well as zones demanding insignificant intensity of cooling are shown.

*Vane platform; cooling efficiency; slot injection of cooling air; film cooling; nozzle block; high pressure turbine*

---

*Citation:* Gorelov Yu.G., Ananyev V.V., Zolotuhina D.A. 3D investigation of heat exchange and hydrodynamics of high pressure turbine nozzle block platforms with different cooling schemes. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 16-27. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-16-27



## References

1. Gorelov Yu.G., Matveev A.S. Rezul'taty eksperimental'nogo issledovaniya perspektivnykh sposobov okhlazhdeniya bandazha rabochikh i traktovykh polok soplovykh lopatok vysokotemperaturnykh GTD. *Sb. tezisov dokladov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy i Perspektivy Razvitiya Dvigatelistroeniya v Povolzhskom Regione» (September, 17-18, 1997, Samara)*. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1997. V. 2. P. 12-18. (In Russ.)
2. Zhang Y., Yuan X. Experimental investigation of turbine phantom cooling on endwall with trailing edge discharge flow. *Proceedings of the ASME Turbo Expo (June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany)*. V. 5B. DOI: 10.1115/GT2014-26781
3. Zhang Y., Yuan X. Experimental investigation of nonperiodic endwall film cooling in neighboring passages with upstream rotating flow. *Proceedings of the ASME Turbo Expo (June, 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany)*. V. 5B. DOI: 10.1115/GT2014-26824
4. Poletaev V.A., Remizov A.E., Vyatkov V.V., Lebedev V.V. Special features of aerodynamic and thermal improvement of turbine nozzles for advanced gas turbine engines. *Russian Aeronautics*. 2016. V. 59, Iss 1. P. 89-94. DOI: 10.3103/S1068799816010141
5. Li X., Ren J., Jiang H. On the reliability of RANS turbulence models for endwall cooling prediction. *Proceedings of the ASME Turbo Expo (June, 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA)*. V. 5A-2017. DOI: 10.1115/GT2017-65207
6. Gorelov Y.G., Anan'ev V.V. 3D Investigations of the high pressure turbine vane platform convection cooling and convection-film cooling. *Russian Aeronautics*. 2018. V. 61, Iss. 3. P. 452-459. DOI: 10.3103/S1068799818030200

## К ВОПРОСУ НОРМИРОВАНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2022

**А. Е. Сундуков** кандидат технических наук, директор;  
ООО «Турбина СК», г. Самара;  
[sunduckov@mail.ru](mailto:sunduckov@mail.ru)

**Е. В. Шахматов** академик Российской академии наук, заведующий  
кафедрой автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский  
университет имени академика С.П. Королёва;  
[shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru)

Редукторы авиационных газотурбинных двигателей являются наиболее нагруженными их узлами. Одним из основных дефектов редукторов является износ боковых поверхностей зубьев, вызывающий резонансные колебания элементов конструкции двигателя. Оценка данного дефекта осуществляется в основном методами виброакустической диагностики. Отмечено, что существующие в настоящее время рекомендации по назначению предельных значений диагностических признаков не учитывают вид математических моделей, описывающих их зависимость от величины дефекта. Это может привести к неконтролируемому его развитию. Показано, что для рассматриваемого случая ранее были получены четыре вида математических моделей описания зависимостей диагностических признаков от величины износа: линейной, степенной, экспоненциальной и комбинационной (линейной и экспоненциальной). Линейная модель характеризуется постоянной скоростью изменения уровня диагностического признака с ростом износа. Для степенной и экспоненциальной моделей рост износа приводит к увеличению скорости изменения уровня диагностического признака. Последняя модель характеризуется наличием двух зон в изменении интенсивности диагностического признака с ростом износа: зона постоянной скорости и зоной её увеличения. Использование диагностических признаков с непрерывным ростом их интенсивности с увеличением износа потребует обеспечения постоянного контроля вибрационного состояния редуктора, что не всегда выполнимо. Даны рекомендации по назначению норм на интенсивность диагностических признаков для рассмотренных моделей.

*Газотурбинный двигатель; дифференциальный редуктор; изнашивание; диагностические признаки*

---

*Цитирование:* Сундуков А.Е., Шахматов Е.В. К вопросу нормирования диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 28-37. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-28-37

### Введение

Редукторы авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) предназначены для оптимизации частот вращения воздушных винтов и вентиляторов и являются наиболее нагруженными их узлами. Контроль их технического состояния является важным условием обеспечения работоспособности авиационных ГТД. Основным и наиболее опасным дефектом редукторов является износ боковых поверхностей их зубьев [1]. Главная опасность износа заключается в генерации вибрации, вызывающей резонансные колебания элементов конструкции двигателя [2; 3]. Виброакустическая диагностика технического состояния роторных машин является наиболее эффективным методом среди неразрушающих способов контроля [4; 5]. Важным этапом при разработке методик вибродиагностики является этап определения предельных значений выбранных диагностических признаков. К настоящему времени наиболее отработан вопрос назначения норм на общую вибрацию роторных машин. Существует ряд нормативных доку-

ментов, регламентирующих их общую вибрацию, например [6] и др. На базе основополагающих нормативных документов разработан ряд отраслевых требований.

Ресурс зубчатой передачи, при изнашивании её зубьев до предельного значения, определяется скоростью изнашивания и выбранным критерием предельного состояния [7]. Под предельным состоянием рассматривают: критическое уменьшение изгибной прочности зубьев, недопустимое увеличение циклической погрешности. В общем машиностроении превышение циклической погрешности приводит к снижению точности позиционирования управляемого узла и увеличению погрешности изготовления продукции. Для авиационных ГТД – генерация колебаний, вызывающих усталостные поломки элементов конструкции двигателя. Оценка степени опасности развития дефекта предполагает необходимость установления соответствующих предельных значений на выбранные диагностические признаки.

Согласно действующей нормативной документации [8; 9] устанавливается три контрольных уровня на диагностические признаки: базовый, предупреждение и останов. Базовый уровень определяется в виде среднего значения при хорошем состоянии машины. Уровень предупреждение рекомендуется определять по статистике машин в хорошем состоянии в соответствии с соотношением

$$A_{\text{пр}} = \bar{A} + (2,5 \div 2,8) S_A, \quad (1)$$

где  $\bar{A}$  – среднее значение;  $S_A$  – стандартное отклонение.

Уровень остановки определяется условием сохранения целостности машины. При отсутствии статистических данных предельное увеличение интенсивности вибрации рекомендуется ограничить в 6 дБ [10]. Авторы работы [11] классифицируют дефекты на три уровня: слабый, средний и сильный. Для составляющих спектра вибрации в логарифмическом масштабе порог среднего дефекта определяют в 10 дБ, сильного – 20 дБ. По глубине амплитудной модуляции порог среднего дефекта определён в 10%, сильного – в 20%. Недостатком отмеченных подходов является отсутствие учёта вида математической модели, описывающей зависимость диагностического признака от величины дефекта. Это может привести к неконтролируемому его развитию.

Целью работы является формулирование предложений по назначению норм диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных ГТД.

### Материалы и методы исследования

Сложность обоснования предельных значений при решении задач вибродиагностики связана с рядом факторов: широким диапазоном частот исследуемой вибрации, большим разнообразием используемых диагностических признаков, необходимостью для каждого вида дефекта иметь соответствующую математическую модель его развития и др. Важным моментом является выбор вида измерения: периодический или непрерывный. Учитывая, что применительно к редукторам авиационных ГТД опасность износа связана с накоплением усталостных повреждений в элементах конструкции двигателя, было бы логичным назначать предельные значения с учётом этой особенности. Проблема реализации такого подхода связана с необходимостью получения соответствующих передаточных функций от источника возбуждения до всего многообразия элементов конструкции, испытывающих соответствующие резонансные колебания. Получение таких данных сопряжено с необходимостью проведения экспериментов по совместному измерению вибрации и тензометрированию элементов конструкции двигателя, что требует существенных материальных и временных затрат. При этом полу-

ченные данные будут являться некоторой текущей оценкой в пределах разброса исследуемых характеристик от двигателя к двигателю.

В данной работе анализируется комплекс диагностических признаков, полученных ранее при исследовании вибрационного состояния дифференциального редуктора одного из турбовинтовых двигателей [2; 12]. Анализовалась вибрация двигателей, пришедших в ремонт на завод-изготовитель с разной степенью износа зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора. Исследовался вибрационный процесс с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров компрессора и вала заднего винта. Ось чувствительности вибропреобразователя сориентирована в вертикальном направлении (ось  $Y$ ). Режим работы двигателя – максимальный.

### Результаты и их обсуждение

Важным условием построения тренда диагностического признака дефекта машины является наличие информации о модели развития исследуемого процесса. Очевидно, что информативный диагностический признак должен иметь близкую модель. На рис. 1 представлена типовая модель изнашивания [13].

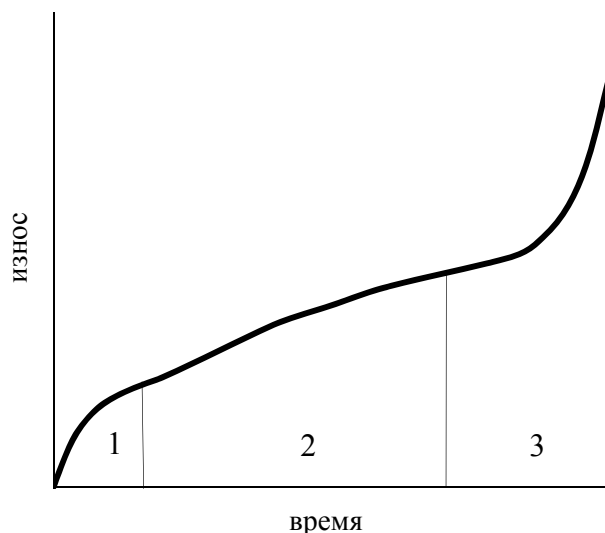


Рис. 1. Характер процесса изнашивания:  
 1 – период приработки; 2 – период нормального рабочего износа;  
 3 – период интенсивного изнашивания

Согласно РД 50-423-83 прогнозирование остаточного ресурса изделия по изнашиванию с использованием контролируемого параметра осуществляется на основе задания его предельного значения. При этом измерения, полученные до окончания приработки, исключаются из обработки [14]. Поэтому представляет интерес как характер изменения диагностических признаков износа на периоде приработки, так и само время приработки. На рис. 2 представлены данные по двум двигателям на начальном этапе работы на объекте. Оценивалось изменение интенсивности ( $A_{изн}$ ) составляющей, вызывающей усталостные поломки элементов конструкции двигателя от наработки в начале эксплуатации [2]. Как видно из представленных данных, период приработки по диагностическому признаку износа можно оценить примерно в 60 часов наработки.

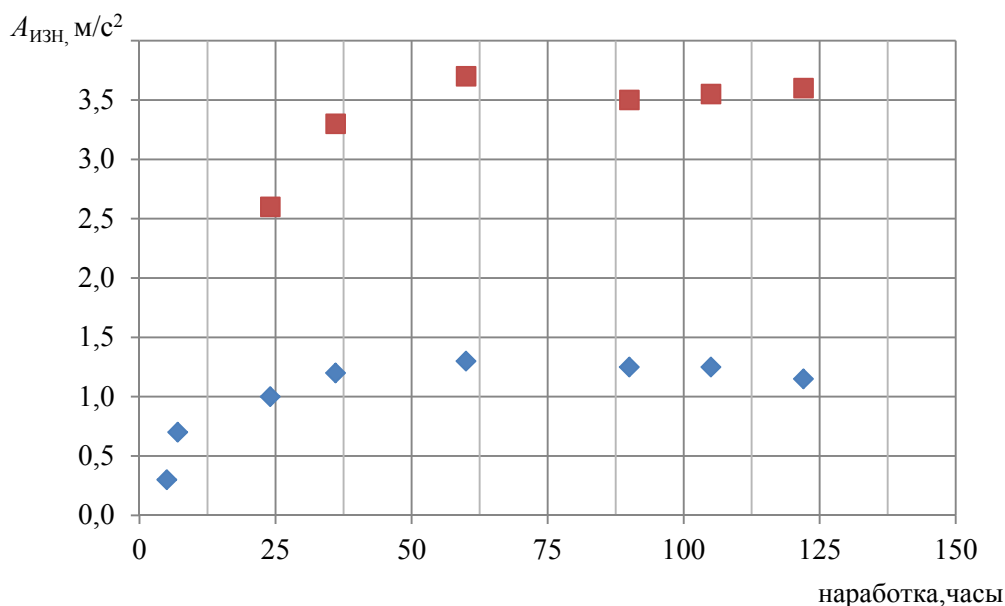


Рис. 2. Интенсивность изменения  $A_{изн}$  на начальном этапе эксплуатации:

◆ – двигатель 1; ■ – двигатель 2

Выполненный анализ разработанных диагностических признаков [2; 12] показал, что их можно описать следующими видами математических моделей: линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной. Ниже приведены соответствующие примеры. При исследовании рассматривались четыре варианта износа:

- 1) текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 1);
- 2) текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (износ 2);
- 3) текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 3);
- 4) суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент (износ 4).

На рис. 3 представлена зависимость интенсивности  $n$ -мерного вектора ( $d_1$ ), рассчитанного по пяти составляющим от гармоника, вызывающей износ в спектре максимумов [15].

$$d_1 = \left( \sum_{i=1}^n A_{изнi}^2 \right)^{1/2},$$

где  $A_{изнi}$  – осреднённое амплитудное значение  $i$ -й составляющей;  $n$  – число составляющих.

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y = 282,8x - 1,23$ , коэффициент корреляции  $r = 0,78$ .

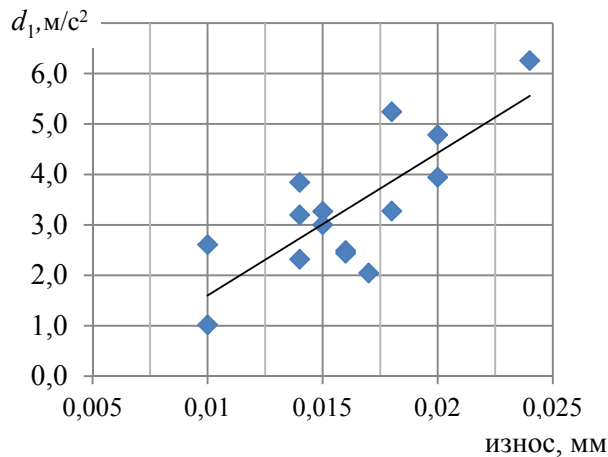


Рис. 3. Зависимость интенсивности  $d_1$  от износа 2

На рис. 4 приведены данные по разности ширины зубцовой спектральной составляющей, полученной в спектральной плотности мощности в функции износа на двух уровнях относительно максимального значения. Здесь  $\Pi_1, \Pi_3$  – соответственно ширина составляющей на уровне 0,5 от максимального значения и максимальная ширина в её нижней части, определяемая справа и слева по точкам пересечения её огибающей с вибрационным шумом. Уравнение аппроксимации имеет вид  $y = 21604x^2 - 826,7x + 14,36$ ,  $r = 0,84$ .

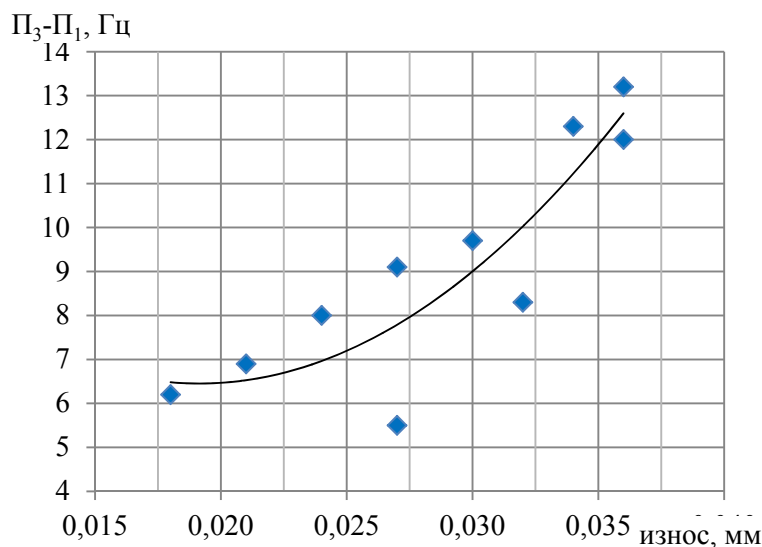


Рис. 4. Зависимость ширины зубцовой спектральной составляющей от износа

На рис. 5 представлена зависимость интенсивности  $n$ -мерного вектора ( $d_2$ ), рассчитанного по семи составляющим от роторной гармоники (частота вращения солнечной шестерни). Уравнение аппроксимации имеет вид  $y = 1,587e^{101,7X}$ ,  $r = 0,77$ .

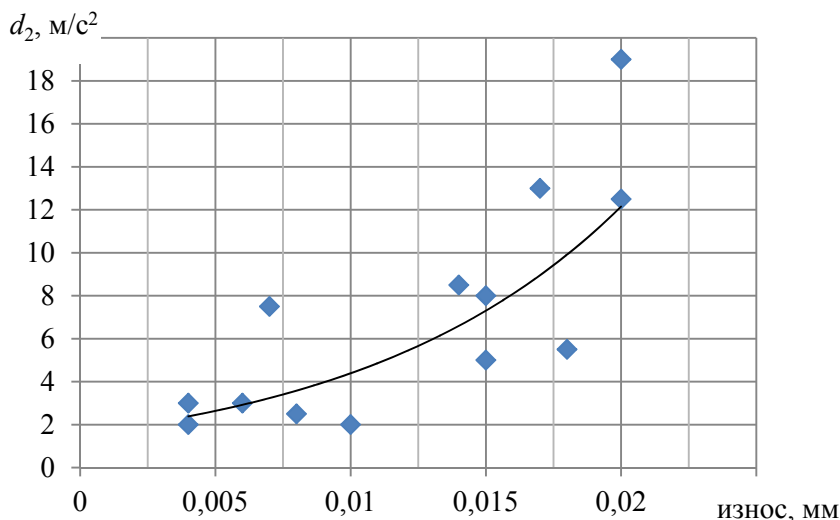


Рис. 5. Зависимость интенсивности  $n$ -мерного вектора  $d_2$  от износа  $l$

На рис. 6 представлены данные по влиянию износа на глубину ( $m$ ) амплитудной модуляции при анализе максимумов широкополосного вибрационного процесса в полосе  $1/6 f_{z1} \pm 15\%$  на частоте, соответствующей первой винтовой гармонике ( $f_{\text{ВГ}}$ ).

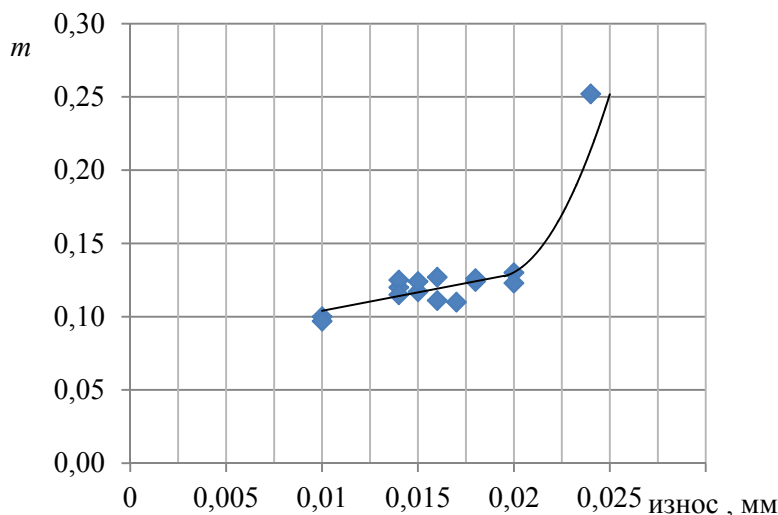


Рис. 6. Зависимость глубины амплитудной модуляции ( $m$ ) от величины износа на частоте, соответствующей первой винтовой гармонике  $f_{\text{ВГ}}$

Линейная модель характеризуется постоянной скоростью изменения интенсивности диагностического признака с ростом износа. Для степенной и экспоненциальной моделей рост износа приводит к увеличению скорости его изменения. Четвёртая модель характеризуется наличием двух зон: с постоянной скоростью изменения интенсивности диагностического признака и с зоной роста скорости при увеличении износа. Без учёта этапа приработки именно эта модель ближе всего к модели, характеризующей процесс развития износа во времени (см. рис. 1).

Согласно ГОСТ 30479-97, по критерию интенсивного возрастания износа, предельный износ рекомендуется установить по моменту резкого его роста (начало периода 3 рис. 1) [13], то есть в месте перехода линейной части модели в экспоненциальную. Следовательно именно это значение диагностического признака износа следует признать в качестве нормы. Для диагностических признаков с линейной, степенной и экс-

пониженной моделью оценку нормы целесообразно проводить по соотношению (1). Увеличение скорости роста интенсивности диагностического признака с ростом износа требует проводить непрерывный контроль оценки вибрационного состояния редуктора, что не всегда выполнимо.

### **Заключение**

Определены виды математических моделей, характеризующих поведение разработанных диагностических признаков износа зубьев дифференциального редуктора ГТД от его величины. Показано, что они описываются линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной моделями. Наиболее близка к развитию исследуемого дефекта последняя модель.

Для линейной, степенной и экспоненциальной модели расчёт нормы следует вести по ГОСТ Р 13373-2-2009, для модели в виде комбинации линейной и экспоненциальной за норму нужно принять уровень перехода линейной части модели в экспоненциальную.

Использование диагностических признаков, описываемых степенной и экспоненциальной моделями, рекомендуется только при наличии непрерывного контроля вибрации.

### **Библиографический список**

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник / под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. 374 с.
2. Авраменко А.А., Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков Е.В., Сундуков А.Е. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 3. С. 16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26
3. Курушин М.И., Балякин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. Т. 16, № 4. С. 132-136.
4. Неразрушающий контроль: справочник в 7 т. / под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: в 2-х кн. Кн. 1: Метод акустической эмиссии. Кн. 2: Вибродиагностика. М.: Машиностроение, 2005. 829 с.
5. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
6. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 1. Общие требования. Минск: ИПК Издательство стандартов, 1998. 14 с.
7. Баранов А.В., Вагнер В.А., Тарасевич С.В., Баранова Ю.А., Понамарёва А.Н. Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колёс транспортных машин и энергетического оборудования // Ползуновский вестник. 2010. № 1. С. 99-105.
8. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Ч. 1. Общие методы. М.: Стандартинформ, 2010. 48 с.
9. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Ч. 2. Обработка, анализ и представление результатов измерения вибрации. М.: Стандартинформ, 2010. 33 с.



10. Collacott R.A. Vibration monitoring and diagnosis. Techniques for cost-effective plant maintenance. London-New York, 1979. 333 p.
11. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учеб. пособие. СПб: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. 159 с.
12. Авраменко А.А., Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Использование сигналов с датчиков частоты вращения валов газотурбинного двигателя в диагностике технического состояния его редуктора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2020. Т. 19, № 1. С. 7-17. DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-1-7-17
13. ГОСТ 30479-97. Обеспечение износостойкости изделий. Методы установления предельного износа, обеспечивающего требуемый уровень безопасности. Общие требования. Минск: ИПК Издательство стандартов, 1998. 12 с.
14. РД 50-423-83. Методические указания. Надёжность в технике. Методика прогнозирования остаточного ресурса машин и деталей, подверженных изнашиванию. М.: Издательство стандартов, 1984. 36 с.
15. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Исследование вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа. Анализ экспериментальных данных на базе спектра максимумов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2006. № 2 (10), ч. 1. С. 90-93. DOI: 10.18287/2541-7533-2006-0-2-1(10)-90-93

## STANDARDIZATION OF DIAGNOSTIC INDICATORS OF GEARBOX TEETH WEAR IN AIRCRAFT GAS-TURBINE ENGINES

© 2022

**A. Ye. Sunduckov** Candidate of Science (Engineering), Director;  
Turbina SK LLC, Samara, Russian Federation;  
[sunduckov@mail.ru](mailto:sunduckov@mail.ru)

**Ye. V. Shakhmatov** Academician of the Russian Academy of Sciences,  
Head of the Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru)

The gearboxes of aircraft gas turbine engines are their most stressed parts. One of the main gearbox defects is the tooth flank wear that causes resonant oscillations in engine structure elements. This defect is generally assessed using vibroacoustic diagnostics methods. It is noted that the currently existing recommendations on setting limit values for diagnostic indicators do not take into account the type of mathematical models that describe their dependence on the defect size. This can result in its uncontrolled development. We have shown that for the case under consideration, four kinds of mathematical models were earlier obtained to describe dependences of diagnostic indicators on the wear value: linear, power, exponential and combined (linear and exponential) models. The linear model is characterized by a constant rate of change in the level of a diagnostic indicator with the growth of wear. For power and exponential models the growth of wear leads to an increase of the rate of change in the diagnostic indicator value. The combined model is characterized by the presence of two zones of change in the diagnostic indicator intensity with the growth of wear: the constant rate zone and the zone of increasing rate. The use of diagnostic indicators with a continuous increase in their intensity depending on the growth of wear will require ensuring constant control of the gearbox vibration state, which is not always feasible. We give recommendations for setting standard values of the diagnostic indicator intensity for the considered models.

*Gas-turbine engine; differential speed reduction device; wear; diagnostic indicators*

---

*Citation:* Sunduckov A.Ye., Shakhmatov Ye.V. Standardization of diagnostic indicators of gearbox teeth wear in aircraft gas-turbine engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 28-37. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-28-37

## References

1. *Aviatsionnye zubchatye peredachi i reduktory: cpravochnik / pod red. E.B. Vulgakova* [Aircraft transmission gears and gear boxes: guide / ed. by E.B. Vulgakov]. Moscow: Mashinostroenie Publ, 1981. 374 p.

2. Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Refining methods of vibration diagnostics of wear of turbo-prop engine differential speed reduction unit gear teeth. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 3. P. 16-26. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26

3. Kurushin M.I., Balyakin V.B., Kurushin A.M. Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2014. V. 16, no. 4. P. 132-136. (In Russ.)

4. *Nerazrushayushchiy kontrol': spravochnik v 7 t. / pod obshch. red. V.V. Klyueva. T. 7: v 2-kh kn. Kn. 1: Metod akusticheskoy emissii. Kn. 2: Vibrodiagnostika* [Non-destructive testing: Handbook in 7 volumes. Under the general editorship of V.V. Klyuyev. V. 7; in 2 books. Book 1. Method of acoustic emission. Book 2. Vibration-based diagnostics]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2005. 829 p.

5. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.

6. GOST ISO 10816-1-97. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1. General guidelines. Minsk: IPK Izdatel'stvo Standartov Publ., 1998. 14 p. (In Russ.)

7. Baranov A.V., Vagner V.A., Tarasevich S.V., Baranova Yu.A., Ponamareva A.N. Problem of assessing the wear of gear mating in transportation vehicles and power equipment. *Polzunovskiy Vestnik*. 2010. No. 1. P. 99-105. (In Russ.)

8. GOST R ISO 13373-1-2009. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1. General procedures. Moscow: Standardinform Publ., 2010. 48 p. (In Russ.)

9. GOST R ISO 13373-2-2009. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 2. Processing, analysis and presentation of vibration data. Moscow: Standartinform Publ., 2010. 33 p. (In Russ.)

10. Collacott R.A. Vibration monitoring and diagnosis. Technigues for cost-effective plant maintenance. London-New York, 1979. 333 p.

11. Barkov A.V., Barkova N.A., Azovtsev A.Yu. *Monitoring i diagnostika rotornykh mashin po vibratsii* [Vibration monitoring and diagnostics of rotary machines: Textbook]. SPb.: Izd. Tsentr SMTU Publ., 2000. 159 p.

12. Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Using signals from the gas-turbine engine shaft speed sensor in the diagnosis of the technical condition of its reduction gearbox. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2020. V. 19, no. 1. P. 7-17. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-1-7-17

13. GOST 30479-97 Products wear resistance assurance. Methods of assessment of limiting wear. Principles of provision. General requirements. Minsk: IPK Izdatel'stvo Standartov Publ., 1998. 12 p. (In Russ.)

14. RD 50-423-83. Methodological guidelines. Reliability in technology. Procedure of forecasting the residual lifetime of equipment and parts, which are subject to wearing. Moscow: Izdatel'stvo Standartov Publ., 1984. 36 p. (In Russ.)

15. Sundukov A.E., Sundukov E.V. Investigation of vibrational state of rolling contact bearings during their runout. Experimental data analysis based upon the spectrum of peaks. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2006. No. 2 (10), part 1. P. 90-93. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2006-0-2-1(10)-90-93

## ВАЛИДАЦИЯ ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ «СТУПЕНЬ – ДИФфуЗОР» И ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ

© 2022

- М. Г. Черкасова** инженер-конструктор, сектор расчётов турбины, отдел турбин, специальное конструкторское бюро газотурбинных установок; АО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», г. Санкт-Петербург; [Cherkasova\\_MG@power-m.ru](mailto:Cherkasova_MG@power-m.ru)
- Е. Ю. Семакина** кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели»; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого; [g.semakinalena@gmail.com](mailto:g.semakinalena@gmail.com)
- В. А. Черников** доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели»; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого; [viktor.chernikov@gmail.com](mailto:viktor.chernikov@gmail.com)

Эффективность турбины газотурбинной установки во многом зависит от аэродинамики и восстановительной способности диффузора. Для достоверного численного моделирования течения в диффузоре требуется валидация модели на основе экспериментальных данных по структуре течения. Выполнено экспериментальное и численное исследование системы «ступень – диффузор», в результате которого: была определена зона применимости численного метода оценки течения потока в системе «ступень – диффузор»; выработаны рекомендации по подготовке численной модели и передаче граничных условий от домена к домену; обозначена важность профилирования последней ступени таким образом, чтобы обеспечить безотрывный вход потока в диффузор; определено влияние длины втулки и геометрии обтекателя силовых стоек на потери в диффузоре и его восстановительную способность. Показано, что удлинение втулки до определённых пределов улучшает восстановительные качества диффузора. Наименьшая толщина обтекателей стоек даёт наилучшие результаты, а осевой наклон обтекателей значительного вклада на номинальном режиме работы установки не даёт.

*Газовая турбина; выходной диффузор; численное моделирование потока; экспериментальное исследование; турбинная ступень*

---

**Цитирование:** Черкасова М.Г., Семакина Е.Ю., Черников В.А. Валидация численного метода исследования системы «ступень – диффузор» и его использование для модернизации конструкции // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 38-47.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-38-47

На сегодняшний день большинство стационарных газовых турбин средней и большой мощностей имеют затурбинный выходной диффузор. Эффективность турбины во многом зависит от аэродинамики и восстановительной способности диффузора. Наибольшее влияние на характер течения в диффузоре имеет распределение потока на входе в него. Поэтому при исследовании работы диффузора в рассмотрение включается последняя ступень турбины. На данный момент нет универсальной конструкции диффузора, которая бы оптимально работала с любым типоразмером газотурбинной установки, поэтому при разработке газотурбинной установки исследование системы «ступень – диффузор» остаётся актуальным. Такие исследования проводятся АО «Силовые машины» совместно с Санкт-Петербургским политехническим университетом Петра Великого.

Исходная исследуемая геометрия диффузора содержит два ряда стоек: первый ряд – 6 узких стоек для обеспечения жёсткости, равномерно расположенные по окру-

ности; второй ряд – три широкие стойки, содержащие маслосистему, расположенные в нижней части корпуса с шагом в 72 градуса. Расчётная область исходной геометрии системы «ступень – диффузор» представлена на рис. 1.

Особенности построения численной модели для газодинамического расчёта, позволяющие, оставаясь в рамках инженерной задачи, точно моделировать геометрию проточной части выходного диффузора с двумя рядами силовых стоек, приводят к потере информации об окружной неравномерности потока и вихревой структуре потока из-за вынужденного использования окружного осреднения параметров на стыке доменов. В результате вихревые структуры и окружная неравномерность потока, наблюдаемая в эксперименте за первым рядом рёбер, не проходит в область второго ряда рёбер.

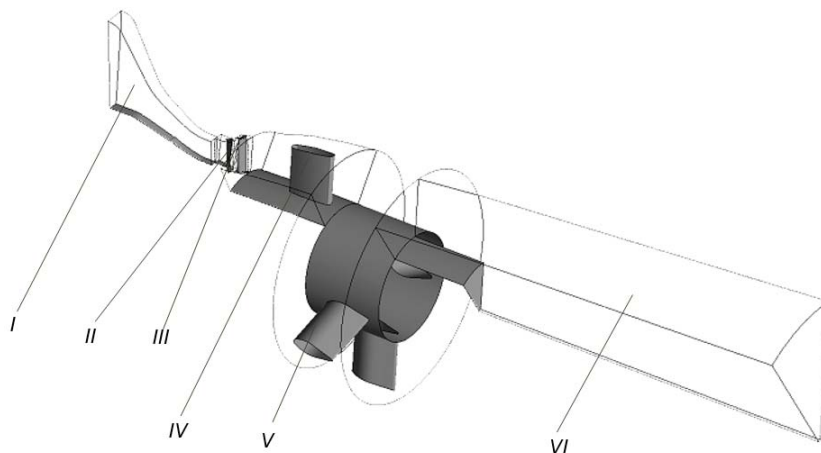


Рис. 1. Расчётная область исходной исследуемой геометрии системы «ступень – диффузор»: I – имитация входящего потока из проточной части турбины; II – межлопаточный канал соплового аппарата; III – межлопаточный канал рабочего колеса; IV – межстоечный канал первого ряда стоек; V – кольцевой канал второго ряда стоек; VI – выходной участок диффузора

Таким образом, на вход этой области поступает равномерный по окружности поток. С другой стороны, эксперимент, проведённый в рамках тестовых испытаний, показывает наличие существенной окружной неравномерности потока на выходе из кольцевого диффузора даже в угловом секторе без второго ряда стоек. Указанный недостаток численной модели может быть устранён двумя путями: моделированием потока в полной области на 360 градусов или отступлением от точного моделирования геометрии базового варианта конструкции выходного тракта. Первый вариант приводит к большим затратам вычислительных ресурсов и переводит расчётную модель из разряда инженерной в академическую. Второй подход требует пренебречь вторым рядом стоек и рассчитывать модель углового размера, равного шагу первого ряда стоек. В этом случае сохраняется инженерный подход к моделированию процессов в системе «ступень – диффузор»: модель становится пригодной для проведения многократных вариантных расчётов.

Было исследовано влияние способа передачи граничных условий от рабочего колеса последней ступени к диффузору. Рассматривались интерфейсы Stage (Mixing Plane) с осреднением параметров в окружном направлении и Frozen Rotor без осреднения параметров. Результаты исследования приведены на рис. 2. В частности, на рис. 2, а, б изображены положительные значения дискриминанта тензора градиента скорости, которые указывают на наличие закрученной локальной картины течения. Использование интерфейса Frozen Rotor сохраняет вихревой периодичный характер течения за рабочим колесом (РК), в то время как Stage передаёт равномерный по окружности поток. Области, имеющие обратное течение потока, изображены в виде пузырей на

рис. 2, в, г. Для интерфейса Frozen Rotor они иллюстрируют наличие отрыва потока от периферии стойки и центральную кольцевую застойную зону в коническом диффузоре. Такой характер течения подтверждается экспериментальными испытаниями. Интерфейс Stage выдаёт развитые отрывы по всей области за первым рядом стоек, которые не наблюдались в ходе эксперимента.

Таким образом, для дальнейшего численного исследования выбрана модель, состоящая: из одного межлопаточного канала для первых 7-ми венцов 4-ступенчатой турбины; сектора в 60 градусов для межлопаточных каналов последнего рабочего колеса; сектора в 60 градусов для диффузора. Расчёты выполнялись в стационарной (RANS) и нестационарной (URANS) постановках.

Экспериментальное исследование течения в системе «ступень – диффузор» проводилось на стенде, который позволяет смоделировать в масштабе 1:4,6 работу диффузора ГТЭ-65. Моделирование потока выполнялось с соблюдением геометрических, кинематических и динамических критериев подобия. Кинематическое подобие выдерживалось за счёт равенства трёх коэффициентов подобия: степени реактивности ступени  $\rho_T$ , коэффициента циркуляции (или характеристического числа  $u/C_0$ ), коэффициента расхода  $c'_z = c_z/u$ . Это равенство обеспечивает подобие треугольников скоростей в натурной и модельной ступенях. Динамическое подобие выдерживалось за счёт сохранения чисел Маха, Рейнольдса и Струхала, вычисленных в сечении за рабочей лопаткой (РЛ) ступени, которое совпадает с входным сечением в диффузор.

Измерения проводились методом траверсирования 3D потока по площади контрольных сечений, расположенных вдоль входного тракта, с помощью пятиканальных векторных пневмозондов. Одновременно с траверсированием потока выполнялись регулярные измерения пристеночных давлений вдоль всего тракта и распределение давлений по поверхности силовой стойки в среднем сечении, а также параметров потока на входе в ступень.

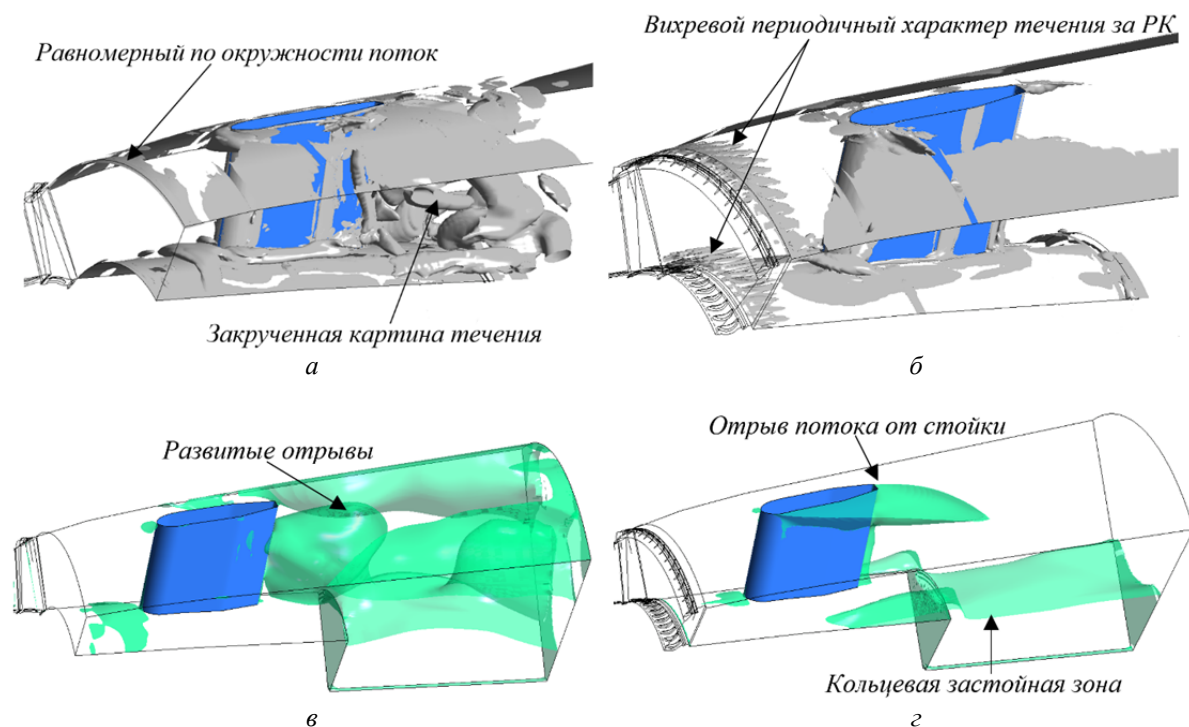


Рис. 2. Характерные особенности потока в диффузоре при интерфейсах Stage (а, в) и Frozen Rotor (б, г)

В процессе проведения эксперимента важнейшие режимные характеристики, такие как барометрическое давление, частота вращения вала, сила на рычаге гидротормоза и массовый расход воздуха, регистрировались в автоматическом режиме с заданным временным интервалом, что обеспечивало необходимую выборку этих величин для оценки случайных неопределённостей. Для обеспечения эффективной работы газотурбинной установки в широком диапазоне нагрузки эксперименты проводились как на номинальном, так и на частичных режимах. По результатам экспериментов выполнялись работы по валидации численной модели системы «ступень – диффузор», созданной в программном комплексе ANSYS CFX.

Сопоставление расчётных и экспериментальных полей параметров потока выполнялось методом статистического анализа [1]. Для этого в сходственных точках контрольных сечений вычислялись относительные разности локальных значений валидируемого параметра, полученных расчётным и экспериментальным путём. Полученная выборка проверяется на нормальность распределения по критерию согласия Пирсона. Количественная оценка степени совпадения расчётных и экспериментальных распределений параметров потока по высоте канала выполняется методом корреляционного анализа.

Результаты исследований [2] показывают, что важной характерной особенностью потока в ступени является его специфически пространственный характер, который характеризуется значительными положительными радиальными составляющими векторов скоростей. На рис. 3 показано векторное поле скорости в выходной торцевой плоскости ступени, подтверждающее эту указанную особенность.

Такой характер течения приводит к перераспределению расхода с его возрастанием от втулки к периферии, что способствует образованию неустойчивой структуры пограничного слоя у втулочной поверхности. В итоге возникает отрыв потока от поверхности втулки.

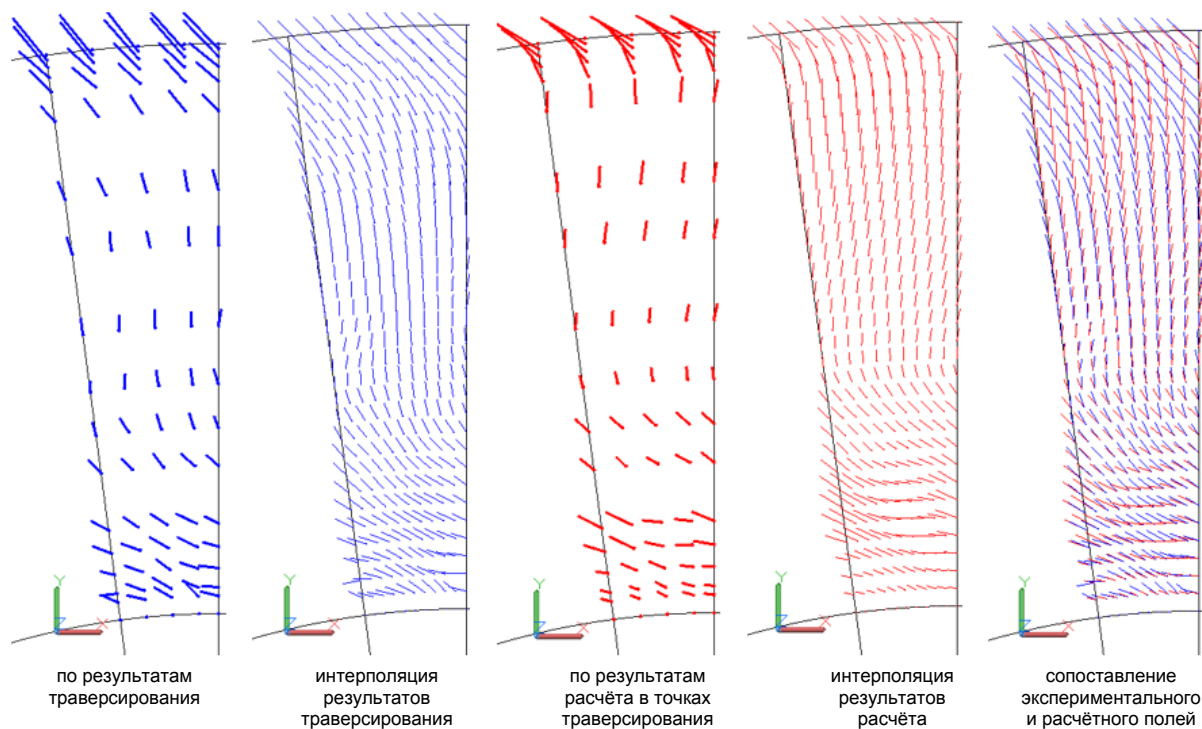


Рис. 3. Векторное поле скорости потока в сечении за РК по результатам эксперимента и численного моделирования

Такая структура течения приводит к весьма низким показателям коэффициента восстановления статического давления ( $\sigma$ ), который является одной из основных характеристик диффузоров и представляет собой отношение приращения статического давления в диффузоре к динамическому напору потока на входе в диффузор:

$$\sigma = \frac{(p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}})}{\rho c_{\text{вх}}^2 / 2}.$$

На рис. 4 приведено изменение коэффициентов восстановления статического давления вдоль диффузора: для испытанного диффузора, осреднённое в окружном направлении значение ( $\sigma_{\text{ср}}$ ) и для идеального диффузора без потерь ( $\sigma_{\text{ид}}$ ). Значение  $\sigma_{\text{ср}}$  более чем на 50% меньше  $\sigma_{\text{ид}}$ , что говорит о наличии возможности совершенствования аэродинамических свойств диффузора.

При этом интегральные параметры в контрольных сечениях, а также структура потока в зоне безотрывного течения показывают вполне удовлетворительную сходимость расчёта и эксперимента. На рис. 6 представлены КПД турбины:  $\eta_1^*$  – экспериментальный КПД исходной ступени по параметрам торможения на входе и выходе из ступени;  $\eta_1$  – экспериментальный КПД исходной ступени по параметрам торможения на входе и статическим параметрам на выходе из ступени;  $\eta_{1+\text{д}}$  – экспериментальный КПД системы «ступень – диффузор» по параметрам торможения на входе в ступень и статическим параметрам за диффузором;  $\eta_1^*$  – расчётный КПД ступени по параметрам торможения на входе и выходе из ступени;  $\eta_1$  – расчётный КПД ступени по параметрам торможения на входе и статическим параметрам на выходе из ступени;  $\eta_2^*$  – расчётный КПД перепрофилированной ступени по параметрам торможения на входе и выходе из ступени;  $\eta_2$  – расчётный КПД перепрофилированной ступени по параметрам торможения на входе и статическим параметрам на выходе из ступени;  $\eta_{2+\text{д}}$  – расчётный КПД перепрофилированной системы «ступень – диффузор» по параметрам торможения на входе в ступень и статическим параметрам за диффузором.

На номинальном режиме работы разница в  $\eta_1^*$  и  $\eta_1$  составила 1,7%, что говорит о хорошей сходимости расчёта с экспериментом. Выигрыш от установки диффузора составил величину  $\eta_{1+\text{д}}$ , равную всего лишь 5,4% на номинальном режиме.

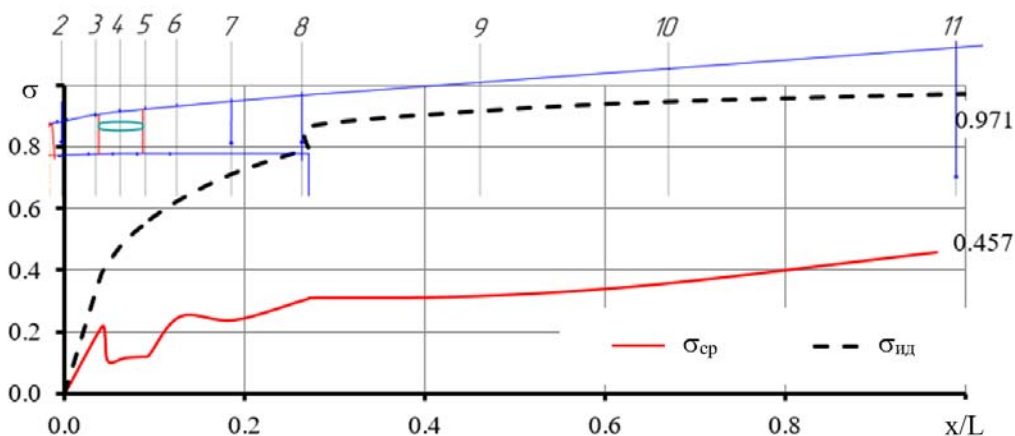


Рис. 4. Изменение коэффициента восстановления статического давления вдоль диффузора



Тем не менее, детально такую структуру потока методом URANS разрешить не представляется возможным из-за развитости и нестационарности вихревого течения. Чтобы получить численную модель, повторяющую эксперимент, необходимо использовать модель турбулентности DNS (direct numerical simulation), что уводит задачу из рамок инженерного подхода.

Для ликвидации отрыва на втулке за РК была перепрофилирована последняя ступень с использованием метода обратной закрутки. Полученные распределения углов на входе и выходе из РК, а также степень реактивности, представлены на рис. 5.

Численное моделирование потока с новыми профилями показало улучшение параметров системы «ступень – диффузор». Рис. 6 показывает, как согласно численным расчётам увеличились  $\eta_{2'}$ ,  $\eta_{2'}$  и  $\eta_{2'+д}$ .

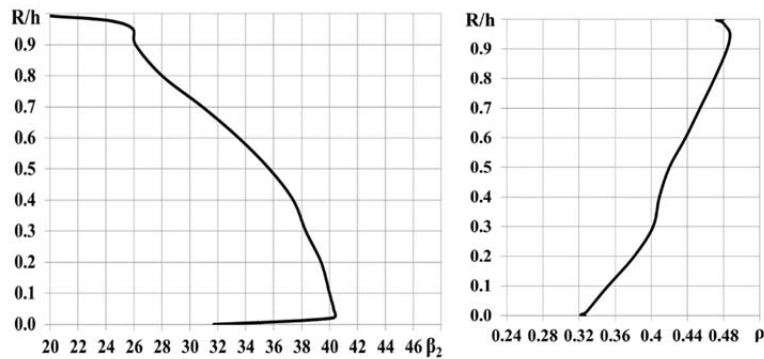


Рис. 5. Распределение угла выхода потока  $\beta_2$  и степени реактивности  $\rho$  перепрофилированной ступени в зависимости от относительной высоты лопатки ( $R$  – радиус сечения лопатки,  $h$  – высота лопатки)

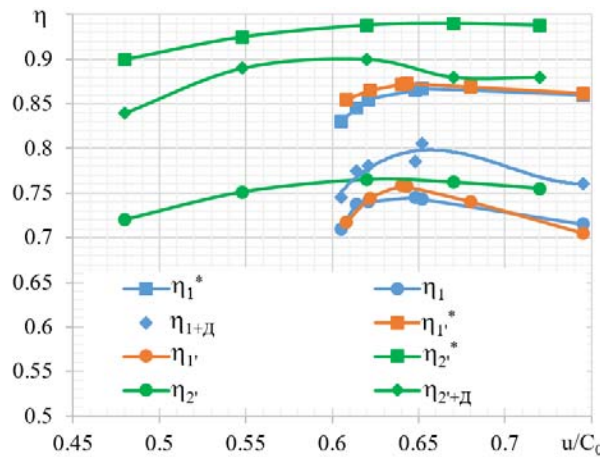


Рис. 6. КПД исходной и перепрофилированной ступеней и систем «ступень – диффузор»

Безотрывный вход в диффузор позволяет исследовать совершенство геометрии стоек и обводов диффузора. Рассмотрены 4 варианта геометрии стойки: исходная стойка для обеспечения жёсткости – 6 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, жёлтый профиль); стойка увеличенной толщины для расположения в ней маслосистемы – 6 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, серый профиль); стойка увеличенной толщины с осевым наклоном 8 градусов – 6 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, зелёный профиль); стойка увеличенной толщины с осевым наклоном 8 градусов – 5 штук, равномерно распределённых по окружности (рис. 7, зелёный профиль).

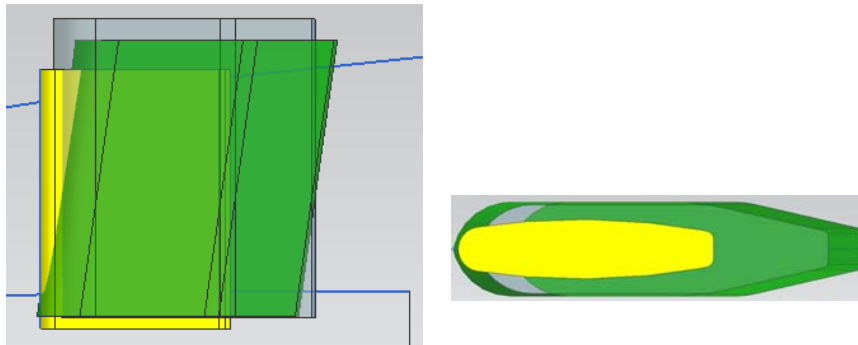


Рис. 7. Геометрия исследуемых профилей

КПД по параметрам торможения на входе и выходе ( $\eta^*$ ), по параметрам торможения на входе и статическим на выходе ( $\eta$ ) для ступени и системы «ступень – диффузор» ( $\eta_{+д}$ ), а также коэффициент восстановления статического давления для рассчитанных вариантов приведены в табл. 1. Из табл. 1 и рис. 8 видно, что более узкая стойка показывает наилучшие результаты, что обусловлено меньшими профильными потерями и меньшим загромождением проточной части. Осевой наклон лопатки даёт незначительное улучшение КПД системы, а  $\sigma$  вдоль диффузора имеет схожие значения. Пять стоек более эффективны в восстановлении давления в зоне стойки, но на весь диффузор сохраняют такое же значение, как и для шести стоек.

Таблица 1. Эффективность диффузора при различной геометрии стоек

Параметр	6 узких стоек	6 широких стоек	6 широких стоек с наклоном 8 градусов	5 широких стоек с наклоном 8 градусов
$\sigma$	0,7246	0,6468	0,6444	0,6445
$\eta^*$	91,28	90,83	90,87	91,16
$\eta$	86,88	86,52	86,56	86,85
$\eta_{+д}$	88,10	87,46	87,49	87,76

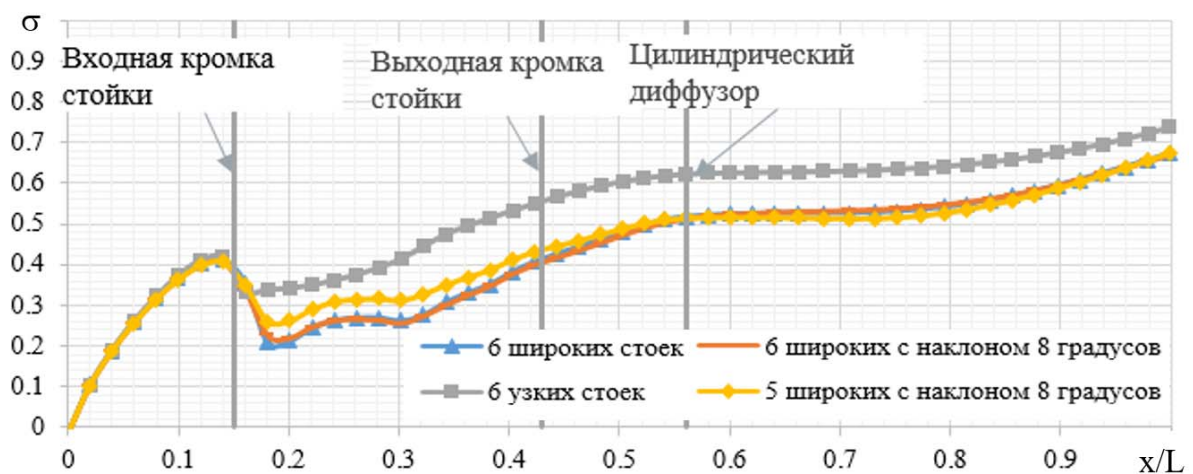


Рис.8. Коэффициент восстановления статического давления в диффузоре при различной геометрии стоек

Исследовано влияние геометрии втулочного обвода на эффективность диффузора. Были рассмотрены три варианта геометрии втулочного диффузора: с минимальной (рис. 9, *а*) и максимальной (рис. 9, *б*) возможными длинами втулки, которые ограничены особенностями конструкции, а также с эллиптической формой втулки (рис. 9, *в*).

Как видно из рис. 10, восстановительная способность диффузора при длинной и эллиптической геометрии втулки имеет идентичную величину, которая на 30% выше, чем для короткой втулки. Рис. 8 и рис. 10 показывают, что основное восстановление давления происходит именно в кольцевом канале и чем он длиннее, тем  $\sigma$  диффузора выше.

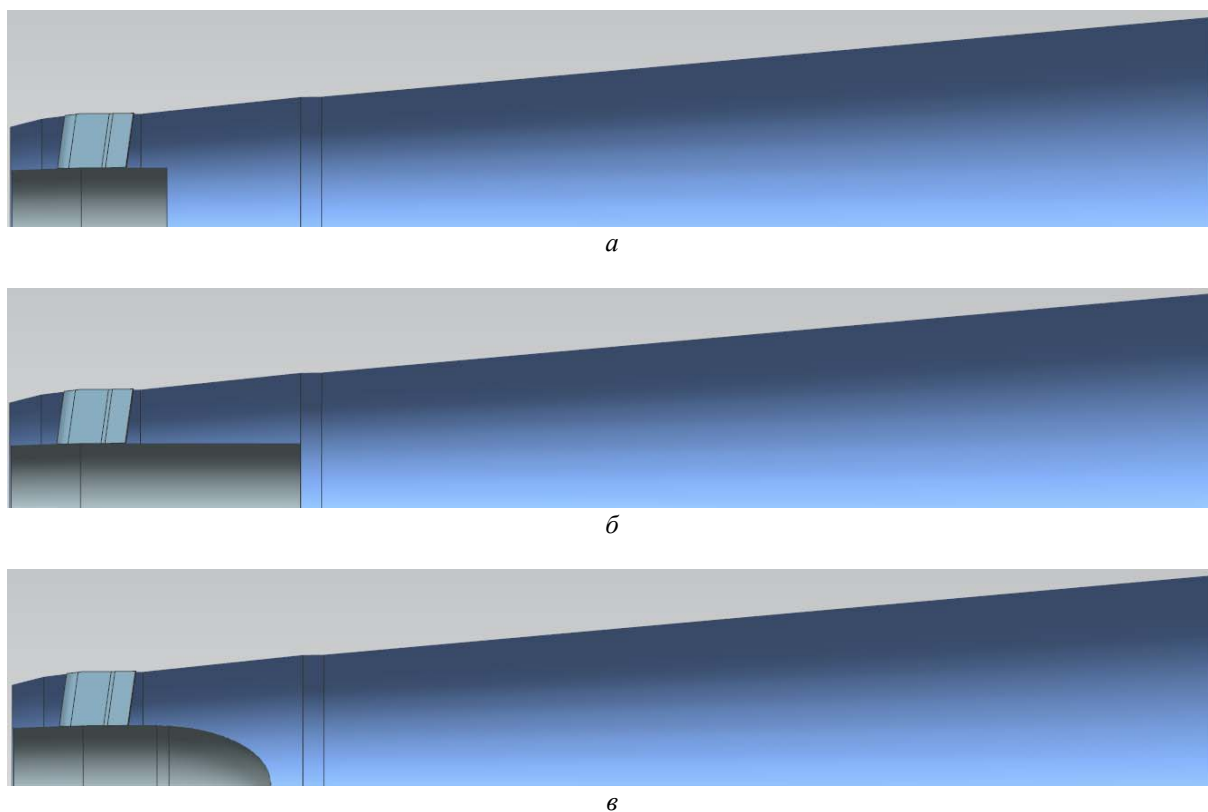


Рис. 9. Варианты геометрии втулки

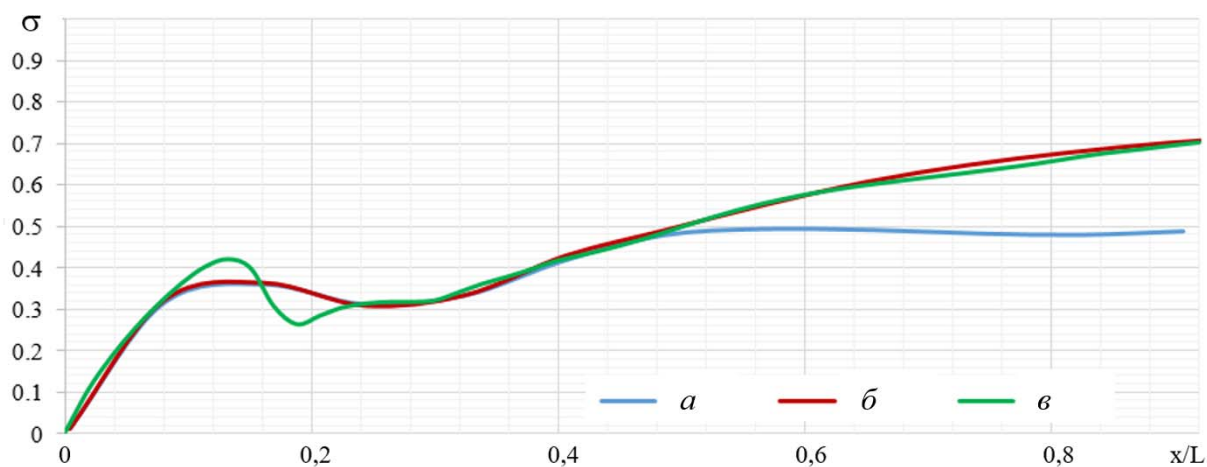


Рис. 10. Восстановление давления в диффузоре при различной геометрии втулки

В результате проведённой работы можно сделать вывод, что при безотрывном течении на входе в диффузор валидированная численная модель даёт близкие к эксперименту значения (расхождение в экспериментальном и расчётом КПД составило 1,7%) и позволяет достоверно исследовать влияние геометрии обводов и обтекателя стоек на эффективность диффузора. Результаты рассмотрения влияния длины втулочного диффузора показывают, что длинная втулка уменьшает потери давления, способствует «схлопыванию» потока в центральной части цилиндрического диффузора. Анализ влияния формы обтекателей силовых стоек показал, что чем уже стойки и чем меньше их количество, тем потери в диффузоре меньше, что объясняется меньшими профильными потерями и меньшим загромождением проточной части. Результаты рассмотрения влияния длины втулки показывают, что в наибольшей степени восстановительный процесс происходит в кольцевой части диффузора. Из результатов численного моделирования следует, что удлинение втулки улучшает восстановительные качества диффузора. Эффект достигается за счёт восстановления значительной доли входной кинетической энергии в кольцевом диффузоре и, как результат – локализации циркуляционной зоны за втулкой в коническом диффузоре. Наклон стоек в осевом направлении в некоторой степени улучшает восстановительные процессы в диффузоре, особенно на частичных режимах нагрузки.

В настоящее время продолжаются работы по экспериментальному испытанию на стенде ступени, обеспечивающей безотрывный поток на входе в диффузор, и доработке численной модели системы «ступень – диффузор».

### **Библиографический список**

1. Зандер М.С., Семакина Е.Ю., Черников В.А. Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в блоке «ступень - выходной диффузор» // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 1 (166). С. 197-203.
2. Семакина Е.Ю., Черников В.А., Кириченко Р.Е., Черкасова М.Г. Результаты экспериментальных и численных исследований аэродинамических характеристик системы «ступень-диффузор» ГТЭ-65 // Сб. докладов LXVII научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научно-технические проблемы парогазовых установок в электроэнергетике РФ» (15-16 сентября 2020 г., Санкт-Петербург). Санкт-Петербург, 2020. С. 81-90.

### **VALIDATION OF THE “STAGE – DIFFUSER” SYSTEM NUMERICAL STUDY AND ITS USE FOR DESIGN MODERNIZATION**

© 2022

- M. G. Cherkasova** Design Engineer, Turbine Calculation Sector, Turbine Department,  
Special Design Bureau for Gas Turbine Units;  
JSC Power Machines, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[cherkasova\\_mg@power-m.ru](mailto:cherkasova_mg@power-m.ru)
- E. Yu. Semakina** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor,  
Department of Turbines, Hydraulic Units and Aircraft Engines;  
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[g.semakinalena@gmail.com](mailto:g.semakinalena@gmail.com)
- V. A. Chernikov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Turbines,  
Hydraulic Units and Aircraft Engines;  
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[viktor.chernikov@gmail.com](mailto:viktor.chernikov@gmail.com)

The efficiency of a gas turbine largely depends on the aerodynamics and pressure recovery capacity of the diffuser. For reliable numerical simulation of the flow in the diffuser, the model must be validated on the basis of experimental data on the flow structure. An experimental and numerical study of the “stage – diffuser” system was carried out. The results of this investigation are as follows: the area of applicability of the numerical method for assessing the flow in the “stage – diffuser” system was determined; recommendations for preparing a numerical model and transferring boundary conditions from domain to domain were developed; the importance of profiling the last turbine stage to ensure unseparated flow entry into the diffuser is indicated; the influence of the hub length and the geometry of the struts on the losses in the diffuser and its pressure recovery capacity is determined. It is shown that increasing the hub length to certain limits improves the pressure recovery ratio of the diffuser. The smallest thickness of the struts gives the best results; the tangential and axial slope of the struts does not make a significant contribution in the nominal operating mode of the gas turbine.

*Gas turbine; exhaust diffuser; numerical modeling of the flow; experimental investigation; turbine stage*

---

*Citation:* Cherkasova M.G., Semakina E.Yu., Chernikov V.A. Validation of the “stage – diffuser” system numerical study and its use for design modernization. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 38-47. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-38-47

### References

1. Zander M.S., Semakina E.J., Chernikov V.A. Experimental and numerical research of 3d-flow structure in the block «turbine stage - axial diffuser. *Nauchno-Tekhnicheskie Vedomosti SPbGPU*. 2013. No. 1 (166). P. 197-203. (In Russ.)
2. Semakina E., Chernikov V., Kirichenko R., Cherkasova M. Results of the experimental and numerical investigations of the aerodynamic characteristics of the GTE-65 «stage-diffuser» system. *Sb. докладov LXVII nauchno-tekhnicheskoy sessii po problemam gazovykh turbin i parogazovykh ustanovok «Nauchno-Tekhnicheskie Problemy Parogazovykh Ustanovok v Elektroenergetike RF» (September, 15-16, 2020, Saint Petersburg)*. Saint Petersburg, 2020. P. 81-90. (In Russ.)

## ОБЗОР ГИБРИДНОГО АДДИТИВНОГО ПРОИЗВОДСТВА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

© 2022

- А. В. Балякин** старший преподаватель кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [a\\_balik@mail.ru](mailto:a_balik@mail.ru)
- М. А. Олейник** аспирант кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [oleynik1997@mail.ru](mailto:oleynik1997@mail.ru)
- Е. П. Злобин** магистрант; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [ep.smr@mail.ru](mailto:ep.smr@mail.ru)
- Д. Л. Скуратов** доктор технических наук, профессор кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [skuratov-sdl56@ya.ru](mailto:skuratov-sdl56@ya.ru)

Представлен обзор последних разработок российских и зарубежных учёных в области гибридного аддитивного производства металлических изделий. Рассмотрено понятие и различные виды гибридного производства. Особое внимание в статье уделяется гибридизации аддитивных технологий с различными процессами формообразования: объёмной штамповкой, гибкой, глубокой вытяжкой, обкаткой и другими. Представлена история появления и актуальность технологий, а также возможность их применения в производстве. Совмещение аддитивных технологий и процессов механической обработки деталей производится с двойной целью: расширение области применения аддитивного производства и преодоление его ограничений, связанных с низкой производительностью, металлургическими дефектами, шероховатостью поверхности и отсутствием точности размеров; новое применение традиционных процессов обработки.

*Аддитивное производство; гибридное аддитивное производство, упрочнение металлов, механическая обработка, формообразование*

---

**Цитирование:** Балякин А.В., Олейник М.А., Злобин Е.П., Скуратов Д.Л. Обзор гибридного аддитивного производства металлических деталей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 48-64. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-48-64

### Введение

Гибридное производство – это совокупность технологий, которые позволяют дополнить друг друга и устранить их индивидуальные недостатки [1]. Статья посвящена новому типу гибридизации, позволяющему создавать детали путём совмещения аддитивных и субтрактивных технологий, что позволяет расширить область применения аддитивного производства путём устранения его недостатков, связанных с низкой производительностью, металлургическими дефектами, высокой шероховатостью поверхности за счёт комбинации с другими производственными технологиями [2]. И наоборот, гибридизацию на основе аддитивного производства также можно рассматривать как способ обеспечения большей гибкости в традиционных технологиях [3].

Первоначальные разработки в области гибридного аддитивного производства были основаны на использовании нескольких источников энергии и комбинации аддитивных технологий с механической обработкой для повышения производительности и ка-

чества деталей. Объединение аддитивных технологий с механической обработкой изделий изначально было направлено на улучшение структуры слоёв материала за счёт локальной пластической деформации, при этом обеспечивалась более высокая жёсткость и износостойкость. Такой тип гибридизации [4] в последние годы довольно быстро развивается за счёт применения новых концепций, взятых из процессов обработки листового и объёмного металла. В работе представлен обзор основных исследовательских публикаций в области гибридного аддитивного производства, отражающих объединение аддитивных и субтрактивных технологий [5].

### Гибридное производство с использованием нескольких источников энергии

Идея гибридного аддитивного производства, основанная на использовании нескольких источников энергии, начала привлекать внимание в середине 2000-х годов и основывалась на разработке новых гибридных сварочных процессов, способных преодолеть ограничения лазерной сварки, такие как повреждения покрытий и образования отверстий в расплавленном материале [7], добавив к лазеру электродугу. Концепция использования нескольких источников энергии была реализована в области аддитивных технологий для повышения стабильности процесса за счёт обеспечения дополнительной энергии. Так в [8] авторами предложено использовать лазер для содействия системам послышной плавки материала с использованием плазменного электрода (PA-DED). Zhang H.O., Qian Y.P. и др. [9] изучили этот процесс и добавили лазер в качестве вспомогательного источника энергии, что позволило получать более плотный и равномерный наплавленный слой, а также лучшие механические свойства, чем у исходных (без использования вспомогательных) систем PA-DED. Zhang Z., Sun C. и др. [10] представили разработку системы GMA-DED с лазерной поддержкой для изготовления тонкостенных алюминиевых образцов и доказали эффективность идеи в контроле высоты и равномерности ширины стенки (рис. 1, а). Российские исследователи сосредоточились на оценке и анализе эффективности этого нового гибридного аддитивного производственного процесса в отношении микроструктуры получаемых заготовок [11] и стратегии осаждения [12]. Wu D., Liu D. и др. [13] использовали вариант GTA-DED со вспомогательным лазерным лучом для создания алюминиевых образцов (рис. 1, б), который показал хорошую микроструктуру и механические свойства, а также меньшую частоту трещин и пор по сравнению с образцами, изготовленными другими аддитивными методами.

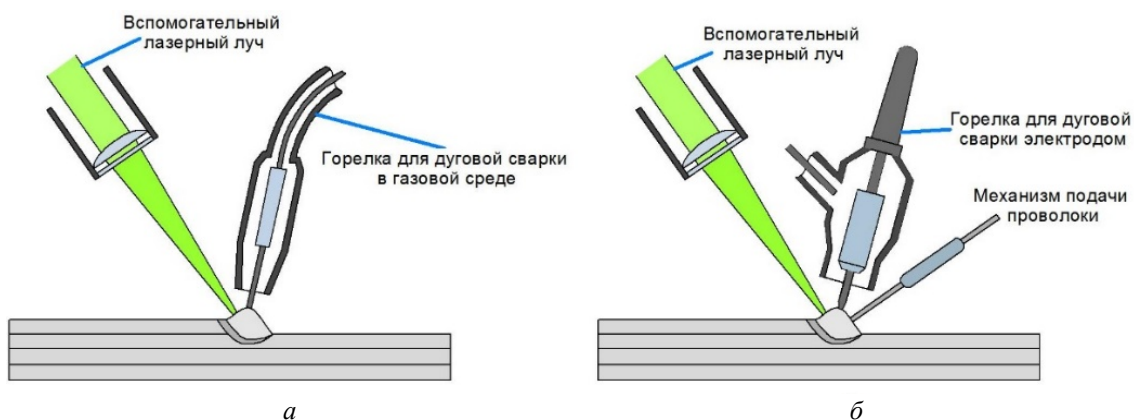


Рис. 1. Схема аддитивной технологии, в которой системы GMA-DED (а) и GTA-DED (б) поддерживаются лазерным источником энергии

## Гибридное аддитивное производство, совмещённое с механической обработкой

Гибридное аддитивное производство, совмещённое с процессом удаления материала, можно разделить на две категории: а) использование субтрактивных процессов для достижения требуемой геометрической точности, допусков на размеры и качества поверхности (постобработка); б) последовательное совмещение субтрактивных процессов с аддитивными, позволяющее получать изделия, которые невозможно (или очень сложно и дорого) изготовить в случае раздельного применения этих процессов [3; 14].

Одним из многих примеров является удаление ступенчатого профиля, образованного из слоёв синтезированного материала. Это давно реализовано в гибридных производственных системах с комбинированными возможностями фрезерной/токарной обработки и аддитивных технологий [15]. Она также применяется в случае обработки материалов на основе титана или никеля, поскольку снижение коэффициента использования материала, обеспечиваемое гибридизацией, значительно снижает общую стоимость производства и отходы.

Последовательное совмещение субтрактивных процессов с аддитивными позволяет изготавливать не только простые детали, но и широкий спектр деталей со сложными конструктивными особенностями. На рис. 2 показан случай использования операции фрезерования в качестве постобработки выращенной заготовки, при котором доступ режущего инструмента к внутренней поверхности невозможен. В подобных случаях мехобработка должна выполняться в последовательном сочетании с наращиванием материала [16].

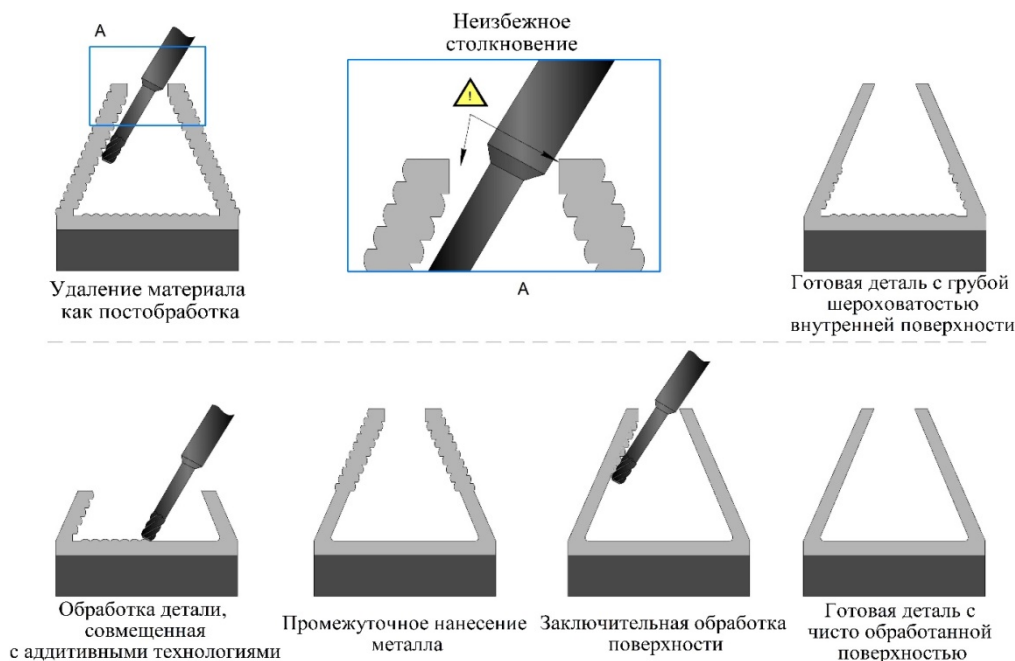


Рис. 2. Совмещение аддитивного производства и удаление материала в процессе изготовления

Объединение аддитивного производства с процессами мехобработки, с точки зрения второй категории, началось в середине 1990-х годов. Fessler J.R. [17] и Klocke F. [18] объединили систему L-DED с фрезерным станком для выполнения операций фрезерования на промежуточных стадиях синтеза металла. Однако исследования в этой области начали появляться только в середине 2000-х годов. Kerschbaumer M., Ernst G. [19] пересмотрели более ранние идеи и сделали новые выводы о формировании



траектории движения инструмента, производительности лазерного источника питания и комплексе мер по оптимизации подачи порошка. Sreenathbabu A. и др. [20] объединил GMA-DED с фрезерным станком с ЧПУ для обработки неравномерных слоёв. Song Y.A., Park S., Choi D., Jee H. [21] объединили две горелки GMA и лазер на фрезерном станке, тем самым получив гибридную многозадачную систему, способную обеспечивать более точное и селективное наплавление металла с помощью автоматизированного средства переключения инструментов. В рамках разработки гибридных многозадачных систем Kovacevic R. и Valant M.E. [22] запатентовали шестиосевую роботизированную установку для изготовления деталей с возможностями плазменного и лазерного сплавления. Эти и другие примеры побудили станкостроительную промышленность к разработке и созданию первых гибридных систем аддитивного производства в начале 2010-х годов. DMG Mori и компания Mazak представили гибридные станки, сочетающие в себе сплавление материала L-DED с полноценным 5-осевым фрезерным станком [23 – 25]. Фактически большинство доступных гибридных станков с аддитивными технологиями в настоящее время основаны на технологии DED из-за её гибкости в применении [26]. Первым гибридным аддитивным станком, основанным на технологии PBF, стал Lumex Avance-25 от Matsuura [27]. Система сочетает в себе сплавление материала методом LPBF с высокоскоростным фрезерованием и привлекает внимание своим потенциалом совершенствования фрезерования внешних контуров, шероховатости поверхности и коррозионных характеристик в штампах и пресс-формах [28]. Компания 3D-Hybrid [29] в настоящее время предлагает возможность объединения головок GMA-DED, L-DED и головок холодного напыления (используемых для нанесения покрытий) в обрабатывающие центры с ЧПУ.

### **Аддитивное производство, совмещённое с процессами формообразования**

В данной работе совмещение аддитивного производства с процессами формообразования сгруппированы в три категории: 1) объединение с процессами улучшения свойств наплавленных металлов; 2) объединение с процессами объёмной штамповки; 3) объединение с процессами формования из листовых материалов.

**Объединение с процессами улучшения свойств наплавляемых металлов.** В основе этого объединения лежит принцип обработки поверхности. При этом совмещении остаточные напряжения и деформации будут сведены к минимуму путём прокатки наплавленного материала [31]. Этот процесс подвергает поверхность сварных швов пластической деформации, чтобы улучшить чистоту поверхности и вызвать сжимающие напряжения, которые будут противодействовать остаточным напряжениям, возникающим в результате циклов нагрева-охлаждения. Colegrove P.A., Coules H.E. и др. [32] первые применили поверхностную прокатку наплавленных слоёв на основе WAAM процессов (рис. 3). Процедура проводилась после того, как каждый новый слой охлаждался до температуры, близкой к температуре окружающей среды, и результаты продемонстрировали её положительное влияние на уменьшение остаточных напряжений и деформаций, а также на конечную микроструктуру за счёт уменьшения размера зёрен, вызванного динамической рекристаллизацией из-за пластической деформации. Зайцев А.И., Родионова И.Г., Павлов А.А. и др. [33] запатентовали способ получения биметаллических листов наплавлением слоя материала и последующей его прокаткой. В последующем исследовании Colegrove P.A., Donoghue J. и др. [34] выявили положительное влияние прокатки поверхности на механические свойства сплавляемых материалов из-за изменения нежелательной волокнистой микроструктуры на улучшенную равноосную.

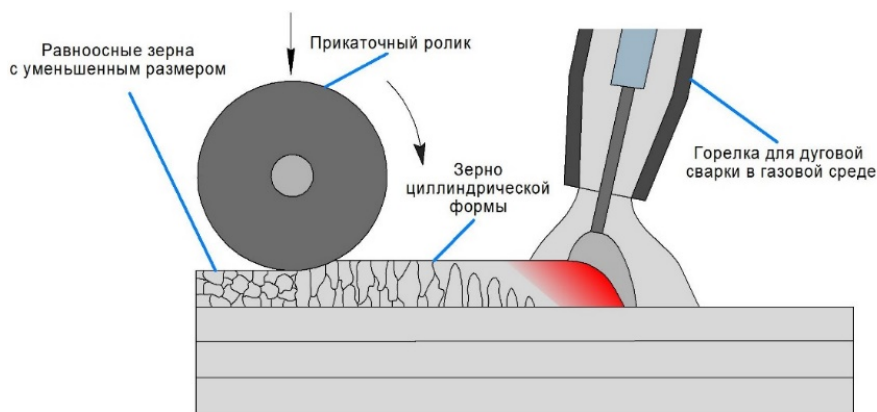


Рис. 3. Схема гибридного процесса WAAM с поверхностной прокаткой

Другим типом объединения является использование дробеструйной обработки и процесса WAAM, которое помогает снять остаточные напряжения и минимизировать деформации [6]. При дробеструйной обработке поверхность каждого нанесённого слоя подвергается воздействию небольших твёрдых шариков, вызывающих пластическую деформацию и сжимающие напряжения, но, в отличие от прокатки поверхности, это не вызывает значительных изменений в общей форме сплавленных слоёв. Bamberg J., Hess T. и др. [35] предложил комбинацию L-DED с дробеструйной обработкой (рис. 4, а) и ультразвуковым или лазерным ударным упрочнением, основанным на использовании высокочастотных колебаний от пьезоэлектрических преобразователей или лазерных импульсов от мощных лазеров (рис. 4, б). Авторы заявили об использовании метода для упрочнения наплавленных участков при изготовлении и ремонте элементов лопаток для авиационных газотурбинных двигателей.

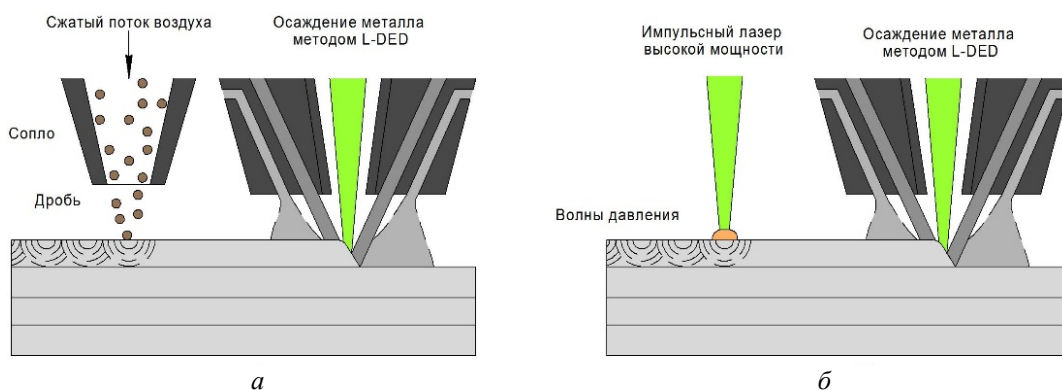


Рис. 4. Схема процесса:  
а – с дробеструйной обработкой; б – лазерным ударным упрочнением

Применение гибридных аддитивных технологий с упрочнением значительно увеличилось в качестве средства улучшения свойств синтезированных полуфабрикатов в различных отраслях [36]. Ещё одним преимуществом этого способа является повышение усталостной прочности за счёт сжимающих напряжений, которые замедляют скорость появления усталостных трещин. Uzan N.E. и др. [37] пришли к выводу о положительном влиянии дробеструйной обработки на сопротивление усталости образцов из алюминиевых сплавов, изготовленных методом LPBF. Фрактография образцов с трещинами показала, что у образцов с дробеструйной обработкой место возникновения

усталостной трещины было глубже, чем у образцов, которые не подвергались обработке. Соколов [38] предложил объединить метод L-DED с горячей прокаткой для деталей из титановых сплавов. Полученные результаты подтвердили снижение остаточной пористости и микроструктурных изменений в наплавленном материале, что способствовало повышению предела прочности и относительного удлинения при разрыве образца. Duarte V.R. и др. [39] предложил объединение аддитивных технологий и горячей штамповки с использованием специальной горелки для уменьшения остаточной пористости, улучшения микроструктуры и улучшения механических свойств сплавленного материала. Специальная горелка оснащена молотком, который помещён внутри сопла, приводится в действие вибрационным приводом для локального пластического деформирования сплавленного материала при высокой температуре.

**Объединение с процессами объёмной штамповки.** Впервые процессы объёмной штамповки в аддитивных технологиях были исследованы в работах [30; 40; 41], в которых исследовали пластичность алюминиевого сплава AA5083, нанесённого методом WAAM, и результаты испытаний подтвердили его превосходную пластичность. Silva S.M.A. и др. [30] провели экспериментальный и численный анализ операции холодной штамповки, выполненной на выращенной заготовке из того же сплава. Анализ показал, что сжимающие напряжения способствуют закрытию пустот (т.е. увеличению относительной плотности) и улучшают свойства сплавленного материала за счёт деформационного упрочнения. Сизова И. и Vambach M. [40] исследовали изменения микроструктуры сплава Ti-6Al-4V при высокотемпературной деформации сжатия, нанесённого методом LPBF. Результаты показали, что микроструктура наплавленного материала может быть улучшена во время термообработки, и позволили авторам сделать вывод, что сложные поковки из титана в будущем могут быть изготовлены на одной стадииковки с использованием оптимизированных по форме заготовок, полученных методом аддитивного производства. Петров П.А. и др. [41] предложили новый способ производства деталей сложной геометрии из высокопрочных кованных алюминиевых сплавов путём сочетания аддитивных технологий и изотермическойковки, что позволило снизить высокие затраты на производство. Parke T. и др. [42] исследовали пластичность нержавеющей стали 316L, полученной методом LPBF с помощью испытаний на сжатие. Сравнение с образцами, получаемыми литьём, показало, что послойная структура синтезированного материала оказала значительное влияние на пластичность материала и показала различия в пластичности синтезированных и литых образцов. Hirtler M. и др. [43] при помощи метода WAAM анализировали возможности изготовления функциональных элементов аддитивными технологиями на заготовках, полученных штамповкой. Результаты продемонстрировали возможность существования данного гибридного технологического маршрута, но было заявлено, что необходимы дальнейшие исследования для улучшения соединения первого слоя и основного материала. В последующей публикации Сизова И. и Vambach M. [44] провели аналогичную работу с титановым сплавом для демонстрации возможности применения вышеупомянутого гибридного способа производства для производства пресс-форм для последующих операций штамповки титановой лопатки. Meiners F. и др. [45] рассмотрели возможность изготовления функциональных элементов с помощью аддитивного производства на заготовках, полученных штамповкой, рассмотрев синтезирование материала методом WAAM и L-DED на штампованный T-образный профиль. Они пришли к выводу, что более высокие скорости метода WAAM выгодны для гибридного производства заготовок из-за уменьшения производственных затрат и времени обработки. Другой тип гибридного аддитивного производства с объёмной штамповкой был предложен Michl D. и др. [46], в котором использовался станок с технологиями WAAM

(GMA-DED) для производства кольцевых пресс-форм из стали ER70S-6 с оптимальным распределением массы для последующей раскатки колец.

**Объединение с процессами формования из листовых материалов.** Данное совмещение представляет собой комбинацию с гибкой, вытяжкой, обкаткой и листовой штамповкой.

**Гибка.** Большинство опубликованных работ сосредоточено на синтезировании трёхмерных функциональных элементов на плоских листах. В работах [30; 47] предложены гибридные технологические маршруты, в которых лист изгибается и трёхмерные элементы синтезируются методом WAAM с последующей механической обработкой. В случае, если доступ к области листа ограничен из-за габаритов головки для наплавки и/или режущего инструмента, Li Y. и Rappthadu R. [47] предложили сначала согнуть лист в промежуточную форму, при которой элементы могут быть легко нанесены, а затем согнуть в окончательную форму. Они пришли к выводу, что такой подход может обеспечить дополнительные возможности для гибки и лучшей доступности для аддитивного производства (рис. 5).

Butzhammer L. и др. [48] исследовали возможность синтезирования элементов на лист из Ti-6Al-V4 с помощью LPBF до или после изгиба листа. Они пришли к выводу, что нанесение элементов перед гибкой приводит к снижению пластичности, а также отметили, что синтезирование элементов после изгиба является сложной задачей из-за неровностей, имеющих на изогнутой поверхности листа. Испытания на прочность при сдвиге между нанесёнными элементами и листами показали, что синтезирование элементов до или после изгиба не влияет на прочность соединения между двумя деталями, которая выше, чем у монолитной обработанной детали одинаковой геометрии.

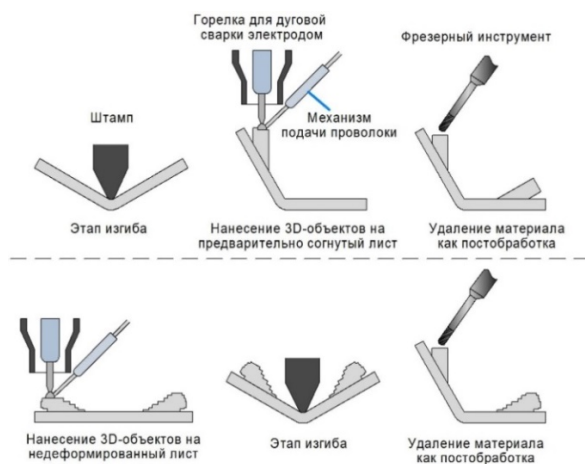


Рис. 5. Схема нанесения элементов с помощью LPBF до и после гибки листа

В работе Парке Т. и др. [49] исследовали влияние напряжённого состояния, возникающего в результате операции изгиба, на прочность соединения между синтезированными элементами и листами. В работе рассмотрены элементы, созданные на сторонах сжатия и растяжения изогнутого листа, и сделан вывод, что прочность соединения ниже в случае синтезирования элементов на сторонах сжатия. Rosenthal S. и др. [50] провели исследование изгиба плоских монолитных листов из сплава Hastelloy X, изготовленных аддитивным способом (LPBF). Результаты позволили сделать вывод о том, что листовые заготовки, полученные аддитивным методом, могут быть успешно использованы в последующих операциях, а численное моделирование может быть выполнено с использованием анизотропного критерия прочности Друкера-Прагера. Они пришли к выводу, что свойства синтезированного материала отличаются от листового, поскольку на него сильно влияет распределение температуры в процессе синтеза.

*Глубокая вытяжка.* Гибридизация с вытяжкой в основном ориентирована на нанесение элементов на уже вытянутые заготовки, которые в последующем будут вновь подвержены операциям вытяжки. Ahuja V. и др. [51] были одними из первых исследователей, объединивших аддитивное производство с глубокой вытяжкой, и использовали LPBF для синтезирования фланцев на поверхность вытянутых титановых заготовок. Они разработали зажимной механизм для крепления вытянутой заготовки внутри системы LPBF и исследовали прочность соединения между синтезированными элементами и вытянутыми заготовками с помощью испытаний на прочность при сдвиге. Полученные низкие значения сопротивления сдвигу объясняются неравномерным распределением порошка и появлением области несплавления, что было подтверждено с помощью сканирующей электронной микроскопии и изменениями локальной теплопроводности, обусловленными геометрией и состоянием поверхностей.

Vambach M.D., Свиридов А. и др. [52] оценили два способа, основанных на сочетании лазерной наплавки методом L-DED и глубокой вытяжки с целью повышения производительности, экономии веса и снижения риска чрезмерного истончения или разрушения: 1) увеличение жёсткости глубоко вытянутых листов за счёт локального усиления с помощью лазерной наплавки вместо использования более толстых заготовок; 2) укрепление участков заготовок критической толщины с помощью лазерной наплавки. Испытания образцов, изготовленных по первому способу, показали увеличение жёсткости на 95% по сравнению с обычными образцами, при этом увеличение веса составило всего 6%. Низкая пластичность при втором способе и возникновение трещин заставили задуматься о возможности использования заготовок с лазерной наплавкой в качестве промежуточного изделия для последующих операций.

*Инкрементальная листовая штамповка.* Hölker R. и др. [53] были первыми, кто предложил объединить аддитивное производство, инкрементальную штамповку и мехобработку в одном станке. Исследование Pragma J.P.M. и др. [54] по формованию листов из нержавеющей стали 316L, полученных методом WAAM, позволило сделать вывод о том, что, несмотря на низкую штампуемость выращенных листов по сравнению с традиционно полученными, они по-прежнему были способны выдерживать большие пластические деформации. Снижение штампуемости было связано с сильным анизотропным поведением, вызванным дендритной микроструктурой выращенного листа.

*Обкатка.* Авторы работы [55] первыми объединили аддитивные технологии и обкатку. Они использовали наплавление металла методом GMA-DED для изготовления трубчатых заготовок, которые впоследствии подвергались механической обработке и пластической деформации как при прямом, так и при обратном вращении, с целью уменьшения толщины стенки и получения более длинной трубы (рис. 6). Проведённые испытания позволили сделать вывод о том, что выращенные заготовки могут успешно использоваться для изготовления труб с механическими свойствами, аналогичными или даже лучшими, чем у деталей, изготовленных из штампованных заготовок.

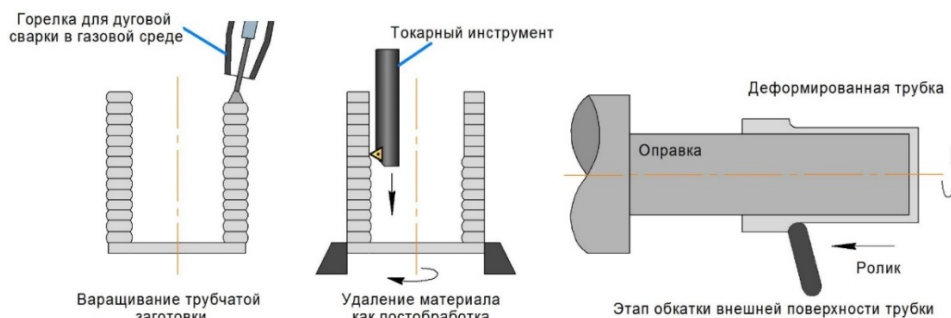


Рис. 6. Схема объединения аддитивного производства с внешней обкаткой

## **Заключение**

Данный обзор предназначен для ознакомления читателей с принципами гибридных аддитивных технологий, которые были разработаны в последнее десятилетие в России и за рубежом. Показан путь к появлению новых гибридных технологических маршрутов, основанных на применении процессов мехобработки на синтезированных моделях, и применении аддитивного производства на заготовках, обработанных традиционными методами. Особое внимание уделено гибридизации аддитивного производства с процессами формообразования, а также процессам улучшения механических свойств материалов, синтезированных аддитивным способом.

Показано, что гибридизация аддитивного производства выполняет две важные задачи: 1) расширение области применения и преодоление ограничений аддитивного производства, связанных с низкой производительностью, металлургическими дефектами и т.д.; 2) повышение гибкости и стимулирование новых применений с традиционными технологическими процессами.

Обзор выполнен при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства по теме: «Организация высокотехнологичного производства промышленных ГТД с интеллектуальной системой конструкторско-технологической подготовки для повышения функциональных характеристик» (Соглашение о предоставлении гранта № 075-11-2021-042 от 24.06.2021 г.).

## **Библиографический список**

1. Зонин Г.Д. Гибридные системы в сферах производства // Тенденции развития науки и образования. 2021. № 79, ч. 1. С. 122-124. DOI 10.18411/trnio-11-2021-38
2. Разин Д.А. Гибридная технология аддитивного производства как основа развития его будущего // Синергия Наук. 2020. № 54. С. 843-850.
3. Lorenz K.A., Jones J.B., Wimpenny D.I., Jackson M.R. A review of hybrid manufacturing // Solid Freeform Fabrication Conference Proceedings. 2015. V. 53. P. 96-108.
4. Lauwers B., Klocke F., Klink A., Tekkaya A.E., Neugebauer R., McIntosh D. Hybrid processes in manufacturing // CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2014. V. 63, Iss. 2. P. 561-583. DOI: 10.1016/j.cirp.2014.05.003
5. Киричек А.В., Федонин О.Н., Соловьев Д.Л., Жирков А.А., Хандожко А.В., Смоленцев Е.В. Аддитивно-субтрактивные технологии – эффективный переход к инновационному производству // Вестник Брянского государственного технического университета. 2019. № 8 (81). С. 4-10. DOI: 10.30987/article\_5d6cbe42004700.14416796
6. Prinz F.B., Weiss L.E. Method and apparatus for fabrication of three-dimensional metal articles by weld deposition. Patent US, no. 5207371, 1993. (Publ. 04.05.1993)
7. Григорьянц А.Г., Шиганов И.Н., Чирков А.М. Гибридные технологии лазерной сварки: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 51 с.
8. Zhang H., Qian Y., Wang G., Zheng Q. The characteristics of arc beam shaping in hybrid plasma and laser deposition manufacturing // Science in China, Series E: Technological Sciences. 2006. V. 49, Iss. 2. P. 238-247. DOI: 10.1007/s11431-006-0238-8
9. Zhang H.O., Qian Y.P., Wang G.L. Study of rapid and direct thick coating deposition by hybrid plasma-laser manufacturing // Surface and Coatings Technology. 2006. V. 201, Iss. 3-4. P. 1739-1744. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2006.02.049
10. Zhang Z., Sun C., Xu X., Liu L. Surface quality and forming characteristics of thin-wall aluminum alloy parts manufactured by laser assisted MIG arc additive manufacturing //

International Journal of Lightweight Materials and Manufacture. 2018. V. 1, Iss. 2. P. 89-95. DOI: 10.1016/j.ijlmm.2018.03.005

11. Полищук Г.М., Сысоев В.К., Вятлев П.А., Лопота В.А., Туричин Г.А., Вартапетов С.К. Высокоэффективные лазерные технологии изготовления изделий ракетно-космической техники // Авиакосмическое приборостроение. 2008. № 4. С. 52-60.

12. Земляков Е.В. Теоретические основы гибридной лазерно-дуговой обработки материалов. Автореферат дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2012. 17 с.

13. Wu D., Liu D., Niu F., Miao Q., Zhao K., Tang B., Bi G., Ma G. Al – Cu alloy fabricated by novel laser-tungsten inert gas hybrid additive manufacturing // Additive Manufacturing. 2020. V. 32. DOI: 10.1016/j.addma.2019.100954

14. Башин К.А., Торсунов Р.А., Семёнов С.В. Методы топологической оптимизации конструкций, применяющиеся в аэрокосмической отрасли // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2017. № 51. С. 51-61. DOI: 10.15593/2224-9982/2017.51.05

15. Гибридная технология аддитивного производства совершает революцию в изготовлении высококачественных металлических деталей // САПР и графика. 2018. № 11 (265). С. 75-77.

16. Luo X., Frank M.C. A layer thickness algorithm for additive/subtractive rapid pattern manufacturing // Rapid Prototyping Journal. 2010. V. 16, Iss. 2. P. 100-115. DOI: 10.1108/13552541011025825

17. Fessler J.R., Merz R., Nickel A.H., Prinz F.B. Laser deposition of metals for shape deposition manufacturing // International Solid Freeform Fabrication Symposium (August, 12-14, 1996, Austin, TX, USA). 1996. P. 117-124.

18. Klocke F., Wirtz H., Meiners W. Direct manufacturing of metal prototypes and prototype tools // International Solid Freeform Fabrication Symposium International Solid Freeform Fabrication Symposium (August, 12-14, 1996, Austin, TX, USA). 1996. P. 141-148.

19. Kerschbaumer M., Ernst G. Hybrid manufacturing process for rapid high performance tooling combining high-speed milling and laser cladding // Proceedings of the 23rd International Congress on Applications of Lasers and Electro-Optics (October, 4-7, 2004, San Francisco, California, USA). 2004. DOI: 10.2351/1.5060234

20. Sreenathbabu A., Karunakaran K.P., Amarnath C. Statistical process design for hybrid adaptive layer manufacturing // Rapid Prototyping Journal. 2005. V. 11, Iss. 4. P. 235-248. DOI: 10.1108/13552540510612929

21. Song Y.-A., Park S., Choi D., Jee H. 3D welding and milling: Part I—a direct approach for freeform fabrication of metallic prototypes // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2005. V. 45, Iss. 9. P. 1057-1062. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2004.11.021

22. Kovacevic R., Valant M. E. System and method for fabricating or repairing a part. Patent US, no. 7020539, 2006. (Publ. 28.03.2006)

23. Powder Nozzle. LASERTEC DED: Additive Manufacturing by powder nozzle. <https://en.dmgmori.com/products/machines/additive-manufacturing/powder-nozzle>

24. Mazak INTEGREGX i-400 AM. <https://www.mazakusa.com/machines/integrex-i-400am/>

25. Mazak VC-500 AM. <https://www.mazakusa.com/machines/vc-500-am/>

26. Manogharan G., Wysk R., Harrysson O., Aman R. AIMS – A metal additive-hybrid manufacturing system: system architecture and attributes // Procedia Manufacturing. 2015. V. 1. P. 273-286. DOI: 10.1016/j.promfg.2015.09.021

27. Matsuura. Официальный сайт. <https://www.lumex-matsuura.com/english/lumex-avance-25/>

28. Ahn D.G. Applications of laser assisted metal rapid tooling process to manufacture of molding & forming tools-state of the art // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2011. V. 12, Iss. 5. P. 925-938. DOI: 10.1007/S12541-011-0125-5

29. 3D-Hybrid Solutions предлагает набор 3D-печатающих насадок для обрабатывающих центров с ЧПУ. <https://3dtoday.ru/blogs/news3dtoday/3d-hybrid-solutions-offers-a-suite-of-3dprinting-nozzles-for-machining>

30. Silva C.M.A., Bragança I.M.F., Cabrita A., Quintino L., Martins P.A.F. Formability of a wire arc deposited aluminium alloy // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2017. V. 39, Iss. 10. P. 4059-4068. DOI: 10.1007/s40430-017-0864-z

31. Трыков Ю.П., Шморгун В.Г., Абраменко С.А. Влияние прокатки на свойства титано-стального композита, полученного сваркой взрывом // *Известия высших учебных заведений. Чёрная металлургия*. 2005. № 5. С. 64.

32. Colegrove P.A., Coules H.E., Fairman J., Kashoob T., Filomeno M., Mamash H., Cozzolino L.D. Microstructure and residual stress improvement in wire and arc additively manufactured parts through high-pressure rolling // *Journal of Materials Processing Technology*. 2013. V. 213, Iss. 10. P. 1782-1791. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2013.04.012

33. Зайцев А.И., Родионова И.Г., Павлов А.А., Амежнов А.В., Бакланова О.Н., Гришин А.В., Голованов А.В., Заркова Е.И., Костин Д.Л. Способ получения биметаллических листов с износостойким наплавленным слоем: патент РФ № 2501628; опубл. 20.12.2013; бюл. № 35.

34. Colegrove P.A., Donoghue J., Martina F., Gu J., Prangnell P., Hönnige J. Application of bulk deformation methods for microstructural and material property improvement and residual stress and distortion control in additively manufactured components // *Scripta Materialia*. 2017. V. 135. P. 111-118. DOI: 10.1016/j.scriptamat.2016.10.031

35. Bamberg J., Hess T., Hessert R., Satzger W. Verfahren zum herstellen, reparieren oder austauschen eines bauteils mit verfestigen mittels druckbeaufschlagung. German Patent Application WO 2012152259 A1, 2012.

36. Sealy M.P., Madireddy G., Williams R.E., Rao P., Toursangsaraki M. Hybrid processes in additive manufacturing // *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2018. V. 140, Iss. 6. DOI: 10.1115/1.4038644

37. Uzan N.E., Ramati S., Shneck R., Frage N., Yeheskel O. On the effect of shot-peening on fatigue resistance of AlSi10Mg specimens fabricated by additive manufacturing using selective laser melting (AM-SLM) // *Additive Manufacturing*. 2018. V. 21. P. 458-464. DOI: 10.1016/j.addma.2018.03.030

38. Sokolov P., Aleshchenko A., Koshmin A., Cheverikin V., Petrovskiy P., Travyanov A., Sova A. Effect of hot rolling on structure and mechanical properties of Ti-6Al-4V alloy parts produced by direct laser deposition // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2020. V. 107, Iss. 3-4. P. 1595-1603. DOI: 10.1007/s00170-020-05132-0

39. Duarte V.R., Rodrigues T.A., Schell N., Miranda R.M., Oliveira J.P., Santos T.G. Hot forging wire and arc additive manufacturing (HF-WAAM) // *Additive Manufacturing*. 2020. V. 35. DOI: 10.1016/j.addma.2020.101193

40. Sizova I., Bambach M. Hot workability and microstructure evolution of preforms for forgings produced by additive manufacturing // *Procedia Engineering*. 2017. V. 207. P. 1170-1175. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.1048



41. Петров П.А., Петров М.А., Фомин В.С., Роберов И.Г. Разработка гибридной технологии производства изделий из алюминиевых сплавов на основе совмещения аддитивной технологии и технологии изотермической штамповки // Сборник материалов VII Международной конференции с элементами научной школы для молодёжи «Функциональные наноматериалы и высокочистые вещества» (1-5 октября 2018 г., г. Суздаль). М.: ИМЕТ РАН, 2018. С. 481-483.
42. Papke T., Junker D., Schmidt M., Kolb T., Merklein M. Bulk metal forming of additively manufactured elements // MATEC Web of Conferences. 2018. V. 190. DOI: 10.1051/mateconf/201819003002
43. Hirtler M., Jedynek A., Sydow B., Sviridov A., Bambach M. Investigation of microstructure and hardness of a rib geometry produced by metal forming and wire-arc additive manufacturing // MATEC Web of Conferences. 2018. V. 90. DOI: 10.1051/mateconf/201819002005
44. Bambach M., Sizova I., Sydow B., Hemes S., Meiners F. Hybrid manufacturing of components from Ti-6Al-4V by metal forming and wire-arc additive manufacturing // Journal of Materials Processing Technology. 2020. V. 282. P. 116-689. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2020.116689
45. Meiners F., Ihne J., Jürgens P., Hemes S., Mathes M., Sizova I., Bambach M., Hama-Saleh R., Weisheit A. New hybrid manufacturing routes combining forging and additive manufacturing to efficiently produce high performance components from Ti-6Al-4V // Procedia Manufacturing. 2020. V. 47. P. 261-267. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.04.215
46. Michl D., Sydow B., Bambach M. Ring rolling of pre-forms made by wire-arc additive manufacturing // Procedia Manufacturing. 2020. V. 47. P. 342-348. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.04.275
47. Li Y., Rappthadu R. Bending-Additive-Machining hybrid manufacturing of sheet metal structures // ASME 2017 12th International Manufacturing Science and Engineering Conference, MSEC 2017 collocated with the JSME/ASME 2017 6th International Conference on Materials and Processing (June, 4-8, 2017, Los Angeles, USA). DOI: 10.1115/MSEC20173062
48. Butzhammer L., Dubjella P., Huber F. Experimental investigation of a process chain combining sheet metal bending and laser beam melting of Ti-6Al-4V // Proceedings of World of Photonics Congress: Lasers in Manufacturing – LiM (June, 26-29, 2017, Munich, Germany).
49. Papke T., Dubjella P., Butzhammer L., Huber F., Petrunenko O., Klose D., Schmidt M., Merklein M. Influence of a bending operation on the bonding strength for hybrid parts made of Ti-6Al-4V // Procedia CIRP. 2018. V. 74. P. 290-294. DOI: 10.1016/j.procir.2018.08.113
50. Rosenthal S., Hahn M., Tekkaya A.E. Simulation approach for the three-point plastic bending of additively manufactured Hastelloy X sheets // Procedia Manufacturing. 2019. V. 34. P. 475-481. DOI: 10.1016/j.promfg.2019.06.201
51. Ahuja B., Schaub A., Karg M., Schmidt R., Merklein M., Schmidt M. High power laser beam melting of Ti-6Al-4V on formed sheet metal to achieve hybrid structures // Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering. 2015. V. 9353. DOI: 10.1117/12.2082919
52. Bambach M.D., Bambach M., Sviridov A., Weiss S. New process chains involving additive manufacturing and metal forming – a chance for saving energy? // Procedia Engineering. 2017. V. 207. P. 1176-1181. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.1049
53. Hölker R., Jäger A., Ben Khalifa N., Tekkaya A.E. Process and apparatus for the combined manufacturing of workpieces by incremental sheet metal forming and manufacturing methods in one set-up. German Patent DE 10 201414202.7, 2014.

54. Pragna J.P.M., Cristino V.A.M., Bragança I.M.F., Silva C.M.A., Martins P.A.F. Integration of forming operations on hybrid additive manufacturing systems based on fusion welding // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing – Green Technology*. 2020. V. 7, Iss. 3. P. 595-607. DOI: 10.1007/s40684-019-00152-y

55. Shirizly A., Dolev O. From wire to seamless flow-formed tube: leveraging the combination of wire arc additive manufacturing and metal forming // *JOM*. 2019. V. 71, Iss. 2. P. 709-717. DOI: 10.1007/s11837-018-3200-x

## A REVIEW OF HYBRID ADDITIVE MANUFACTURING OF METAL PARTS

© 2022

- A. V. Balyakin** Senior Lecturer of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [a\\_balik@mail.ru](mailto:a_balik@mail.ru)
- M. A. Oleynik** Postgraduate Student of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [oleynik1997@mail.ru](mailto:oleynik1997@mail.ru)
- E. P. Zlobin** Graduate Student of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [ep.smr@mail.ru](mailto:ep.smr@mail.ru)
- D. L. Skuratov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [skuratov-sdl56@ya.ru](mailto:skuratov-sdl56@ya.ru)

This article provides an overview of the latest developments in the field of hybrid additive manufacturing of metal parts. The concept and various kinds of additive manufacturing are discussed. Special attention is paid to hybridization of additive technologies and various processes of forming: die forging, deep drawing, and others. The background and significance of the technologies, as well as their applicability in production are presented. The combination of additive manufacturing with forming processes is carried out with a dual purpose: to expand the area of application of additive manufacturing and overcome its limitations associated with low productivity, metallurgical defects, surface roughness and lack of dimensional accuracy; new application of traditional forming processes.

*Additive manufacturing; hybrid additive manufacturing; metal hardening; machining; forming*

---

**Citation:** Balyakin A.V., Oleynik M.A., Zlobin E.P., Skuratov D.L. A review of hybrid additive manufacturing of metal parts. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 48-64. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-48-64

## References

1. Zonin G.D. Hybrid systems in areas of production. *Tendentsii Razvitiya Nauki i Obrazovaniya*. 2021. No. 79, part 1. P. 122-124. (In Russ.). DOI: 10.18411/trnio-11-2021-38
2. Razin D.A. Hybrid technology of additive production as a basis for the development of its future. *Sinergiya Nauk*. 2020. No. 54. P. 843-850. (In Russ.)
3. Lorenz K.A., Jones J.B., Wimpenny D.I., Jackson M.R. A review of hybrid manufacturing. *Solid Freeform Fabrication Conference Proceedings*. 2015. V. 53. P. 96-108.
4. Lauwers B., Klocke F., Klink A., Tekkaya A.E., Neugebauer R., McIntosh D. Hybrid processes in manufacturing. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2014. V. 63, Iss. 2. P. 561-583. DOI: 10.1016/j.cirp.2014.05.003

5. Kirichek A., Fedonin O., Solov'ev D., Zhirkov A., Khandozhko A., Smolentsev E. Additive-subtractive technologies - effective transition to innovation production. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2019. № 8 (81). P. 4-10. (In Russ.). DOI: 10.30987/article\_5d6cbe42004700.14416796
6. Prinz F.B., Weiss L.E. Method and apparatus for fabrication of three-dimensional metal articles by weld deposition. Patent US, no. 5207371, 1993. (Publ. 04.05.1993)
7. Grigor'yants A.G., Shiganov I.N., Chirkov A.M. *Gibridnye tekhnologii lazernoy svarki: ucheb. posobie* [Hybrid technologies of laser welding: tutorial]. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2004. 51 p.
8. Zhang H., Qian Y., Wang G., Zheng Q. The characteristics of arc beam shaping in hybrid plasma and laser deposition manufacturing. *Science in China, Series E: Technological Sciences*. 2006. V. 49, Iss. 2. P. 238-247. DOI: 10.1007/s11431-006-0238-8
9. Zhang H.O., Qian Y.P., Wang G.L. Study of rapid and direct thick coating deposition by hybrid plasma-laser manufacturing. *Surface and Coatings Technology*. 2006. V. 201, Iss. 3-4. P. 1739-1744. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2006.02.049
10. Zhang Z., Sun C., Xu X., Liu L. Surface quality and forming characteristics of thin-wall aluminum alloy parts manufactured by laser assisted MIG arc additive manufacturing. *International Journal of Lightweight Materials and Manufacture*. 2018. V. 1, Iss. 2. P. 89-95. DOI: 10.1016/j.ijlmm.2018.03.005
11. Polishchuk G.M., Sysoev V.K., Vyatlev P.A., Lopota V.A., Turichin G.A., Vartopetov S.K. High-performance laser technologies for space equipment manufacturing. *Aerospace Instrument-Making*. 2008. No. 4. P. 52-60. (In Russ.)
12. Zemlyakov E.V. *Teoreticheskie osnovy gibridnoy lazerno-dugovoy obrabotki materialov. Avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk* [Theoretical basics of hybrid arc augmented laser welding]. SPb., 2012. 17 p.
13. Wu D., Liu D., Niu F., Miao Q., Zhao K., Tang B., Bi G., Ma G. Al – Cu alloy fabricated by novel laser-tungsten inert gas hybrid additive manufacturing. *Additive Manufacturing*. 2020. V. 32. DOI: 10.1016/j.addma.2019.100954
14. Bashin K.A., Torsunov R.A., Semenov S.V.V. Topology optimization methods in aerospace industry. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*. 2017. No. 51. P. 51-61. (In Russ.). DOI: 10.15593/2224-9982/2017.51.05
15. Hybrid technology of additive manufacturing makes a revolution in the production of high-quality metal parts. *SAPR i Grafika*. 2018. No. 11 (265). P. 75-77. (In Russ.)
16. Luo X., Frank M.C. A layer thickness algorithm for additive/subtractive rapid pattern manufacturing. *Rapid Prototyping Journal*. 2010. V. 16, Iss. 2. P. 100-115. DOI: 10.1108/13552541011025825
17. Fessler J.R., Merz R., Nickel A.H., Prinz F.B. Laser deposition of metals for shape deposition manufacturing. *International Solid Freeform Fabrication Symposium (August, 12-14, 1996, Austin, TX, USA)*. 1996. P. 117-124.
18. Klocke F., Wirtz H., Meiners W. Direct manufacturing of metal prototypes and prototype tools. *International Solid Freeform Fabrication Symposium International Solid Freeform Fabrication Symposium (August, 12-14, 1996, Austin, TX, USA)*. 1996. P. 141-148.
19. Kerschbaumer M., Ernst G. Hybrid manufacturing process for rapid high performance tooling combining high-speed milling and laser cladding. *Proceedings of the 23rd International Congress on Applications of Lasers and Electro-Optics (October, 4-7, 2004, San Francisco, California, USA)*. 2004. DOI: 10.2351/1.5060234
20. Sreenathbabu A., Karunakaran K.P., Amarnath C. Statistical process design for hybrid adaptive layer manufacturing. *Rapid Prototyping Journal*. 2005. V. 11, Iss. 4. P. 235-248. DOI: 10.1108/13552540510612929

21. Song Y.-A., Park S., Choi D., Jee H. 3D welding and milling: Part I—a direct approach for freeform fabrication of metallic prototypes. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2005. V. 45, Iss. 9. P. 1057-1062. DOI: 10.1016/j.ijmactools.2004.11.021

22. Kovacevic R., Valant M. E. System and method for fabricating or repairing a part. Patent US, no. 7020539, 2006. (Publ. 28.03.2006).

23. Powder Nozzle. LASERTEC DED: Additive Manufacturing by powder nozzle. Available at: <https://en.dmgmori.com/products/machines/additive-manufacturing/powder-nozzle>

24. Mazak INTEGREX i-400 AM. Available at: <https://www.mazakusa.com/machines/integrex-i-400am/>

25. Mazak VC-500 AM HYBRID. Available at: <https://www.mazakusa.com/machines/vc-500-am/>

26. Manogharan G., Wysk R., Harrysson O., Aman R. AIMS – A metal additive-hybrid manufacturing system: system architecture and attributes. *Procedia Manufacturing*. 2015. V. 1. P. 273-286. DOI: 10.1016/j.promfg.2015.09.021

27. Matsuura. Corporate Site. Available at: <https://www.lumex-matsuura.com/english/lumex-avance-25/>

28. Ahn D.G. Applications of laser assisted metal rapid tooling process to manufacture of molding & forming tools-state of the art. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2011. V. 12, Iss. 5. P. 925-938. DOI: 10.1007/S12541-011-0125-5

29. *3D-Hybrid Solutions predlagaet nabor 3D-pechatayushchikh nasadok dlya obrabatyvayushchikh tsentrov s ChPU* [3DHybrid solutions offers a set of 3D print pieces for CNC production centers]. Available at: <https://3dtoday.ru/blogs/news3dtoday/3d-hybrid-solutions-offers-a-suite-of-3dprinting-nozzles-for-machining>

30. Silva C.M.A., Bragança I.M.F., Cabrita A., Quintino L., Martins P.A.F. Formability of a wire arc deposited aluminium alloy. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2017. V. 39, Iss. 10. P. 4059-4068. DOI: 10.1007/s40430-017-0864-z

31. Trykov Y.P., Shmorgun V.G., Abramenko S.A. Influence of rolling on the properties of titanium - steel composite obtained by explosive welding. *Steel in Translation*. 2005. V. 35, Iss. 5. P. 61-62.

32. Colegrove P.A., Coules H.E., Fairman J., Kashoob T., Filomeno M., Mamash H., Cozzolino L.D. Microstructure and residual stress improvement in wire and arc additively manufactured parts through high-pressure rolling. *Journal of Materials Processing Technology*. 2013. V. 213, Iss. 10. P. 1782-1791. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2013.04.012

33. Zaytsev A.I., Rodionova I.G., Pavlov A.A., Amezhnov A.V., Baklanova O.N., Grishin A.V., Golovanov A.V., Zarkova E.I., Kostin D.L. *Sposob polucheniya bimetallicheskich listov s iznosostoykim naplavlennym sloem* [Production of bimetallic ingots with wear proof deposited layer]. Patent RF, no. 2501628, 2013. (Publ. 20.12.2013, bull. no. 35)

34. Colegrove P.A., Donoghue J., Martina F., Gu J., Prangnell P., Hönnige J. Application of bulk deformation methods for microstructural and material property improvement and residual stress and distortion control in additively manufactured components. *Scripta Materialia*. 2017. V. 135. P. 111-118. DOI: 10.1016/j.scriptamat.2016.10.031

35. Bamberg J., Hess T., Hessert R., Satzger W. Verfahren zum herstellen, reparieren oder austauschen eines bauteils mit verfestigen mittels druckbeaufschlagung. German Patent Application WO 2012152259 A1, 2012.

36. Sealy M.P., Madireddy G., Williams R.E., Rao P., Toursangsaraki M. Hybrid processes in additive manufacturing. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2018. V. 140, Iss. 6. DOI: 10.1115/1.4038644
37. Uzan N.E., Ramati S., Shneck R., Frage N., Yeheskel O. On the effect of shot-peening on fatigue resistance of AlSi10Mg specimens fabricated by additive manufacturing using selective laser melting (AM-SLM). *Additive Manufacturing*. 2018. V. 21. P. 458-464. DOI: 10.1016/j.addma.2018.03.030
38. Sokolov P., Aleshchenko A., Koshmin A., Cheverikin V., Petrovskiy P., Travyanov A., Sova A. Effect of hot rolling on structure and mechanical properties of Ti-6Al-4V alloy parts produced by direct laser deposition. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2020. V. 107, Iss. 3-4. P. 1595-1603. DOI: 10.1007/s00170-020-05132-0
39. Duarte V.R., Rodrigues T.A., Schell N., Miranda R.M., Oliveira J.P., Santos T.G. Hot forging wire and arc additive manufacturing (HF-WAAM). *Additive Manufacturing*. 2020. V. 35. DOI: 10.1016/j.addma.2020.101193
40. Sizova I., Bambach M. Hot workability and microstructure evolution of preforms for forgings produced by additive manufacturing. *Procedia Engineering*. 2017. V. 207. P. 1170-1175. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.1048
41. Petrov P.A., Petrov M.A., Fomin V.S., Roberov I.G. Razrabotka gibridnoy tekhnologii proizvodstva izdeliy iz alyuminievykh splavov na osnove sovmeshcheniya additivnoy tekhnologii i tekhnologii izotermicheskoy shtampovki. *Sbornik materialov VII Mezhdunarodnoy konferentsii s elementami nauchnoy shkoly dlya molodezhi «Funktsional'nye Nanomaterialy i Vysokochistye Veshchestva» (October, 1-5, 2018, Suzdal)*. Moscow: IMET RAN Publ., 2018. P. 481-483. (In Russ.)
42. Papke T., Junker D., Schmidt M., Kolb T., Merklein M. Bulk metal forming of additively manufactured elements. *MATEC Web of Conferences*. 2018. V. 190. DOI: 10.1051/mateconf/201819003002
43. Hirtler M., Jedynek A., Sydow B., Sviridov A., Bambach M. Investigation of microstructure and hardness of a rib geometry produced by metal forming and wire-arc additive manufacturing. *MATEC Web of Conferences*. 2018. V. 90. DOI: 10.1051/mateconf/201819002005
44. Bambach M., Sizova I., Sydow B., Hemes S., Meiners F. Hybrid manufacturing of components from Ti-6Al-4V by metal forming and wire-arc additive manufacturing. *Journal of Materials Processing Technology*. 2020. V. 282. P. 116-689. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2020.116689
45. Meiners F., Ihne J., Jürgens P., Hemes S., Mathes M., Sizova I., Bambach M., Hama-Saleh R., Weisheit A. New hybrid manufacturing routes combining forging and additive manufacturing to efficiently produce high performance components from Ti-6Al-4V. *Procedia Manufacturing*. 2020. V. 47. P. 261-267. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.04.215
46. Michl D., Sydow B., Bambach M. Ring rolling of pre-forms made by wire-arc additive manufacturing. *Procedia Manufacturing*. 2020. V. 47. P. 342-348. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.04.275
47. Li Y., Raphthadu R. Bending-Additive-Machining hybrid manufacturing of sheet metal structures. *ASME 2017 12th International Manufacturing Science and Engineering Conference, MSEC 2017 collocated with the JSME/ASME 2017 6th International Conference on Materials and Processing (June, 4-8, 2017, Los Angeles, USA)*. DOI: 10.1115/MSEC20173062
48. Butzhammer L., Dubjella P., Huber F. Experimental investigation of a process chain combining sheet metal bending and laser beam melting of Ti-6Al-4V. *Proceedings of World*

*of Photonics Congress: Lasers in Manufacturing – LiM (June, 26-29, 2017, Munich, Germany).*

49. Papke T., Dubjella P., Butzhammer L., Huber F., Petrunenko O., Klose D., Schmidt M., Merklein M. Influence of a bending operation on the bonding strength for hybrid parts made of Ti-6Al-4V. *Procedia CIRP*. 2018. V. 74. P. 290-294. DOI: 10.1016/j.procir.2018.08.113

50. Rosenthal S., Hahn M., Tekkaya A.E. Simulation approach for the three-point plastic bending of additively manufactured Hastelloy X sheets. *Procedia Manufacturing*. 2019. V. 34. P. 475-481. DOI:10.1016/j.promfg.2019.06.201

51. Ahuja B., Schaub A., Karg M., Schmidt R., Merklein M., Schmidt M. High power laser beam melting of Ti-6Al-4V on formed sheet metal to achieve hybrid structures. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*. 2015. V. 9353. DOI: 10.1117/12.2082919

52. Bambach M.D., Bambach M., Sviridov A., Weiss S. New process chains involving additive manufacturing and metal forming – a chance for saving energy? *Procedia Engineering*. 2017. V. 207. P. 1176-1181. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.1049

53. Hölker R., Jäger A., Ben Khalifa N., Tekkaya A.E. Process and apparatus for the combined manufacturing of workpieces by incremental sheet metal forming and manufacturing methods in one set-up. German Patent DE 10 201414202.7, 2014.

54. Pragaña J.P.M., Cristino V.A.M., Bragança I.M.F., Silva C.M.A., Martins P.A.F. Integration of forming operations on hybrid additive manufacturing systems based on fusion welding. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing – Green Technology*. 2020. V. 7, Iss. 3. P. 595-607. DOI: 10.1007/s40684-019-00152-y

55. Shirizly A., Dolev O. From wire to seamless flow-formed tube: leveraging the combination of wire arc additive manufacturing and metal forming. *JOM*. 2019. V. 71, Iss. 2. P. 709-717. DOI: 10.1007/s11837-018-3200-x

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОИСТОГО ТКАНЕВОГО КОМПОЗИТА

© 2022

- В. А. Комаров** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и проектирования летательных аппаратов, директор научно-образовательного центра авиационных конструкций; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [vkomarov@ssau.ru](mailto:vkomarov@ssau.ru)
- А. А. Павлов** инженер научно-образовательного центра авиационных конструкций; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [alex-alex.pavlov@yandex.ru](mailto:alex-alex.pavlov@yandex.ru)
- С. А. Павлова** кандидат технических наук, инженер научно-образовательного центра авиационных конструкций; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [pavlova.sa@ssau.ru](mailto:pavlova.sa@ssau.ru)

Рассматривается задача об определении девяти упругих характеристик ортотропного тканевого композита. На тестовом примере приводится оценка влияния трансверсальных упругих характеристик на результаты расчёта напряжённо-деформированного состояния композитных конструкций. Для определения трансверсальных упругих констант ортотропного тканевого композита предлагается использовать представительный объём повторяющейся структуры материала. Рассматриваются особенности создания конечно-элементной модели представительного объёма слоистого тканевого композита. Для определения упругих свойств ортотропного тканевого композита предлагаются кинематические граничные условия специального вида и расчётные соотношения, виртуально имитирующие механический эксперимент с представительным объёмом материала. Приводятся результаты сравнения вычисленных характеристик и данных натурных испытаний по стандартным методикам, которые свидетельствуют о возможности прогнозирования трансверсальных упругих характеристик вычислительными методами с достаточно высокой точностью для использования в практических задачах.

*Композиционный материал; упругие характеристики; представительный объём; виртуальный эксперимент; механические испытания*

---

**Цитирование:** Комаров В.А., Павлов А.А., Павлова С.А. Экспериментально-аналитическое определение упругих характеристик слоистого тканевого композита // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 65-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-65-79

### Введение

В аэрокосмических конструкциях широкое применение находят слоистые композиционные материалы, где в качестве армирующего материала выступают угле- и стеклоткани различного плетения. Они удобны в технологическом отношении и способны эффективно работать в плоскости слоёв на различные случаи нагружения.

Для расчёта напряжённо-деформированного состояния (НДС) конструкций из слоистых композитов используется метод конечных элементов (МКЭ), который реализован в таких современных коммерческих программных пакетах, как ANSYS, ABAQUS, Nastran и ряде других. При проектировании в среде ANSYS Mechanical используется два типа элементов: экономный оболочечный элемент SHELL181 и более универсальный твердотельный элемент типа SOLID185.

Для описания НДС композитных конструкций с использованием элементов SHELL181 и SOLID185 необходимо задание девяти упругих характеристик материала: трёх модулей упругости ( $E_{11}, E_{22}, E_{33}$ ), трёх модулей сдвига ( $G_{12}, G_{23}, G_{13}$ ) и трёх коэффициентов Пуассона ( $\mu_{12}, \mu_{23}, \mu_{13}$ ).

Характеристики  $E_{11}, E_{22}, \mu_{12}, G_{12}$  можно определить из испытаний по стандартам (например, ASTM D3039 [1] или ГОСТ 25.601-80 [2] – для определения  $E_{11}, E_{22}, \mu_{12}$  при испытаниях на растяжение; ASTM D3518 [3] – для определения  $G_{12}$  при испытаниях на сдвиг).

Остальные пять характеристик –  $E_{33}, G_{23}, G_{13}, \mu_{23}, \mu_{13}$  – связаны с работой композита в плоскостях, перпендикулярных плоскости слоёв. Будем называть их в дальнейшем *трансверсальными*. Получение достоверных значений данных характеристик из испытаний затруднительно из-за высокой сложности измерений деформаций в межслоевом пространстве композиционного материала.

Целью данной работы является оценка значимости трансверсальных упругих характеристик и разработка экспериментально-аналитической методики их определения по компонентам ортотропного композита с использованием идеи представительного объёма [4].

### Значимость полноты набора упругих характеристик

Для оценки влияния трансверсальных упругих характеристик  $E_{33}, G_{23}, G_{13}, \mu_{23}, \mu_{13}$  на результаты расчётов НДС композитных конструкций методом конечных элементов рассмотрим специально сконструированный тестовый пример (рис. 1): слоистую пластину, жёстко закреплённую на одном конце и нагруженную крутящим моментом на другом. Особенность данного примера состоит в том, что форма пластины и нагрузка на неё предполагают возникновение межслоевых касательных напряжений и концентрацию нормальных напряжений в заделке.

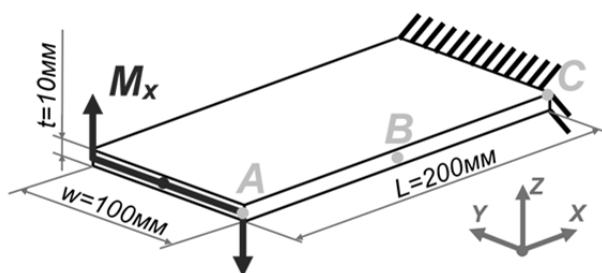


Рис. 1. Тестовый пример. Схема нагружения композитной пластинки

В качестве материала тестовой пластины рассмотрим углепластик Ероху Carbon Wet (295 МПа) с известным набором упругих характеристик и два гипотетических материала с заниженными и завышенными значениями характеристик  $E_{33}, G_{23}, G_{13}, \mu_{23}, \mu_{13}$  (табл. 1).

Таблица 1. Упругие характеристики рассматриваемых материалов

Наименование	$E_{11},$ ГПа	$E_{22},$ ГПа	$G_{12},$ ГПа	$\mu_{12}$	$E_{33},$ ГПа	$G_{23},$ ГПа	$G_{13},$ ГПа	$\mu_{23}$	$\mu_{13}$
Ероху Carbon Wet (295 МПа)	59,16	59,16	17,5	0,04	7,20	2,70	2,70	0,3	0,3
Гипотетический материал 1	59,16	59,16	17,5	0,04	3,60	1,38	1,38	0,3	0,3
Гипотетический материал 2	59,16	59,16	17,5	0,04	10,0	4,55	4,55	0,1	0,1



Композитная пластинка моделировалась в системе ANSYS с использованием твердотельных конечных элементов SOLID 185 со свойствами указанных ортотропных материалов. Направления упругих свойств рассматриваемых материалов задавались в локальной системе координат элемента, которая, в свою очередь, соответствует направлению укладки армирующего слоя параллельно длинной стороне слоистой пластины. Характерный размер конечных элементов в композитной пластинке задавался равным  $2,5 \times 2,5 \times 2,5$  мм. Расчёт НДС пластинки выполнялся для случая действия крутящего момента величиной  $100\,000 \text{ Н} \times \text{мм}$ .

Результаты расчётов контролировались по *максимальным перемещениям*  $\Delta$  в точке *A*, по *касательным напряжениям*  $\tau_{xz}$  в точке *B* (в центре боковой грани) и *нормальным напряжениям*  $\sigma_x$  в точке *C* (табл. 2).

Таблица 2. Результаты расчёта композитной пластины

№	Наименование	$\Delta$ , мм	$\tau_{xz}$ , МПа	$\sigma_x$ , МПа
1	Ероху Carbon Wet (ECW)	0,198	10,3	198,0
2	Гипотетический материал 1 (ГМ1)	0,220	7,7	172,0
3	Гипотетический материал 2 (ГМ2)	0,185	12,7	215,0
	Расхождение «ECW – ГМ1», %	10,0	25,4	13,1
	Расхождение «ECW – ГМ2», %	6,5	18,9	7,9

Из вычислительного эксперимента следует, что величины трансверсальных упругих характеристик могут оказывать существенное влияние на величины напряжений и деформаций толстостенных слоистых конструкций.

### Модель представительного объёма ортотропного тканевого композита

Тканевый композит состоит из двух компонентов – высокопрочных волокон и связующего, каждый из которых имеет, как правило, паспортные данные о механических характеристиках: модуль упругости волокна  $E_f$  и упругие характеристики связующего (матрицы) после полимеризации  $E_m$  и  $\mu_m$ .

Идея «представительной ячейки» [4 – 5] состоит в том, чтобы выделить фрагмент повторяющейся пространственной структуры армирования и последовательно решить следующие задачи:

- определить свойства *нити*, пропитанной связующим (микроуровень);
- разработать геометрическую модель переплетения нитей в *представительном объёме*;
- разработать конечно-элементную модель переплетения нитей и окружающего их связующего с учётом локальных свойств компонентов структуры в *представительном объёме* (мезоуровень);
- определить интегральные характеристики слоистой структуры композиционного материала в *представительном объёме* (макроуровень).

На завершающем этапе представительный объём предлагается рассматривать как цифровой двойник гетерогенного материала, для которого можно выполнить виртуальные механические испытания путём задания специальных граничных условий и проведения расчёта напряженно-деформированного состояния (НДС) по МКЭ. По результатам этого расчёта из сопоставления перемещений и соответствующих реакций могут быть вычислены интегральные упругие характеристики рассматриваемого материала.

Рассмотрим особенности каждого из перечисленных этапов в случае использования представительного объёма для определения упругих трансверсальных констант  $E_{33}$ ,  $G_{23}$ ,  $G_{13}$ ,  $\mu_{23}$ ,  $\mu_{13}$  ортотропного углепластика.

В качестве сквозного примера, сохраняя общность рассуждений, будем рассматривать углепластик на основе биаксиальной ткани полотняного плетения GG200P и двухкомпонентного эпоксидного связующего SR8100/SD8824, изготовленный авторами методом вакуумной инфузии.

### Определение упругих свойств пропитанной нити

В составе ткани нити представляют собой пучки однонаправленных волокон армирующего материала, которые взаимно искривлены. Материал пропитанных нитей следует рассматривать как ортотропный с учётом кривизны нитей.

Для описания упругих свойств пропитанных нитей необходимо знание и задание следующих характеристик: три модуля упругости  $E_{11}^{ya}, E_{22}^{ya}, E_{33}^{ya}$ , три модуля сдвига  $G_{12}^{ya}, G_{23}^{ya}, G_{13}^{ya}$  и три коэффициента Пуассона  $\mu_{12}^{ya}, \mu_{23}^{ya}, \mu_{13}^{ya}$ , где индекс «ya» обозначает принадлежность характеристики к пропитанной нити (от англ. «yarn»).

Для определения упругих характеристик ортотропных материалов на основе однонаправленных волокон могут быть использованы различные подходы [6]. Среди них определённой простотой и наглядностью обладают аналитические модели, базирующиеся на правиле смеси.

В данной работе для вычисления свойств пропитанной нити рассмотрим использование микромеханической модели Чамиса [7], которая является модификацией правила смеси.

В модели Чамиса в качестве исходных используются следующие данные: характеристики волокна  $E_{11}^f, E_{22}^f, E_{33}^f, G_{12}^f, G_{23}^f, \mu_{12}^f, \mu_{23}^f$ , определяемые из паспортных данных или экспериментально; упругие свойства связующего  $E_m$  и  $\mu_m$ ; данные об объёмном содержании волокон в пропитанной нити  $V_f$ . Объёмное содержание волокон  $V_f$  является одной из наиболее существенных характеристик для определения упругих свойств нити, которая в значительной мере зависит от технологии изготовления композита.

В данной работе определение объёмного содержания рассматриваемого углепластика GG200P/SR8100-SD8824 выполнялось на основе анализа цифровых микроскопических снимков поперечного сечения структуры композита [8].

Исходные данные для определения упругих характеристик нити углеродной ткани GG200P, основанной на волокнах марки T300 и пропитанной связующим SR8100/SD8824, представлены в табл. 3.

Таблица 3. Исходные данные для вычисления упругих характеристик пропитанной нити ткани GG200P

Наименование	$E_{11}^f$ , ГПа	$E_{22}^f$ , ГПа	$E_{33}^f$ , ГПа	$G_{12}^f$ , ГПа	$G_{23}^f$ , ГПа	$\mu_{12}^f$	$\mu_{23}^f$	$E_m$ , ГПа	$\mu_m$	$V_f$ , %
Углеродные волокна T300	230	15	15	24	7,5	0,22	0,25	–	–	–
Эпоксидное связующее SR8100/SD8824	–	–	–	–	–	–	–	2,9	0,35	–
Углеродная нить GG200P	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0,69

Для определения свойств пропитанной нити использовались следующие расчётные соотношения модели Чамиса:

$$E_{11}^{ya} = V_f E_{11}^f + V_m E_m, \tag{1}$$

$$E_{22}^{ya} = E_{33}^{ya} = \frac{E_m}{1 - \sqrt{V_f} \left(1 - \frac{E_m}{E_{22}^f}\right)}, \quad (2)$$

$$G_{12}^{ya} = G_{13}^{ya} = \frac{G_m}{1 - \sqrt{V_f} \left(1 - \frac{G_m}{G_{12}^f}\right)}, \quad (3)$$

$$G_{23}^{ya} = \frac{G_m}{1 - \sqrt{V_f} \left(1 - \frac{G_m}{G_{23}^f}\right)}, \quad (4)$$

$$\mu_{12}^{ya} = \mu_{13}^{ya} = V_f \mu_{12}^f + V_m \mu_m, \quad (5)$$

$$\mu_{23}^{ya} = V_f \mu_{23}^f + V_m \left(2\mu_m - \frac{\mu_{12}^{ya}}{E_{11}^{ya}} E_{22}^{ya}\right), \quad (6)$$

где  $V_m = 1 - V_f$  – объёмное содержание связующего в пропитанной нити.

На выходе модель Чамиса позволяет получить девять упругих характеристик пропитанной нити:  $E_{11}^{ya}, E_{22}^{ya}, E_{33}^{ya}, G_{12}^{ya}, G_{23}^{ya}, G_{13}^{ya}, \mu_{12}^{ya}, \mu_{23}^{ya}, \mu_{13}^{ya}$ . Свойства пропитанной нити GG200P, полученные с использованием соотношений (1) – (6), представлены в табл. 4. Полученные упругие свойства пропитанной нити использовались при построении конечно-элементной модели композитной структуры с учётом переплетения нитей.

Таблица 4. Результаты вычисления упругих характеристик пропитанной нити углеродной ткани GG200P

Наименование	$E_{11}^{ya}$ , ГПа	$E_{22}^{ya}$ , ГПа	$E_{33}^{ya}$ , ГПа	$G_{12}^{ya}$ , ГПа	$G_{23}^{ya}$ , ГПа	$G_{13}^{ya}$ , ГПа	$\mu_{12}^{ya}$	$\mu_{23}^{ya}$	$\mu_{13}^{ya}$
Нить GG200P	159,7	9,5	9,5	5,9	4,0	5,9	0,26	0,40	0,26

### Создание цифровой геометрической модели структуры композита

Модель представительного объёма на мезоуровне должна учитывать структурные особенности композиционного материала – характер переплетения, форму поперечного сечения и кривизну нитей. Поэтому наиболее удобным видится подход к построению мезоуровневой модели представительного объёма ортотропного тканевого композита на основе подготовленной цифровой геометрической модели переплетённых нитей и окружающего их объёма связующего.

В данной работе построение геометрической модели осуществлялось с помощью приложения TechGen [9]. Данное приложение представляет собой программный пакет с открытым исходным кодом, реализующим методы моделирования текстильных структур [10]. Отличительной особенностью данного приложения является наличие программного интерфейса на языке Python, что позволяет использовать его возможности в сторонних приложениях.

Для построения цифровой геометрической модели представительной ячейки требуется задать геометрические (структурные) параметры армирующего материала и настроечные параметры препроцессора TexGen.

Прогнозирование трансверсальных упругих свойств слоистого композита на основе однослойной модели представительного объёма уступает подходам, основанным на многослойных моделях. В данной работе на основе вычислительных экспериментов предлагается использовать модель представительного объёма, состоящую из трёх слоёв с размерностью  $4 \times 4$  нити, так как она при прочих равных условиях позволяет наиболее точно прогнозировать упругие свойства композита [11].

Исходные данные, используемые для построения геометрической модели представительного объёма слоистого углепластика, представлены в табл. 5.

Таблица 5. Исходные данные для препроцессора TexGen

Характеристика	Размерность	Величина	Источник
Армирующий материал – углеродная ткань GG200P			
Ширина нитей основы $w_x$	мм	1,8	Паспорт ткани и измерение на образцах ткани
Ширина нитей утка $w_y$	мм	1,8	
Шаг нитей основы $s_x$	мм	2,0	
Шаг нитей утка $s_y$	мм	2,0	
Толщина нитей основы $t_x$	мм	0,125	
Толщина нитей утка $t_y$	мм	0,125	
Композиционный материал GG200P/SR8100-SD8824			
Толщина монослоя $t$	мм	0,25	Измерение на многослойных образцах
Параметры препроцессора TexGen			
Количество нитей основы $n_x$	шт	4	[11]
Количество нитей утка $n_y$	шт	4	
Количество слоёв $n$	шт	3	

На основе данных табл. 5 TexGen позволяет сформировать геометрическую модель, которая содержит информацию о геометрических параметрах переплетения нитей и окружающего их связующего, а также ориентации нитей в представительном объёме (рис. 2).

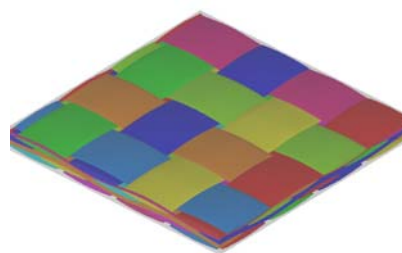


Рис. 2. Геометрическая модель углепластика GG200P/SR8100-SD8824

### **Создание конечно-элементной модели переплетения нитей и окружающего их связующего**

Создание конечно-элементной модели (КЭМ) переплетения нитей и окружающего их связующего с учётом локальных свойств компонентов структуры предлагается осуществлять в два этапа (рис. 3). Исходными данными для построения КЭМ являются свойства пропитанной нити и цифровая геометрическая модель представительного объёма слоистого композита.

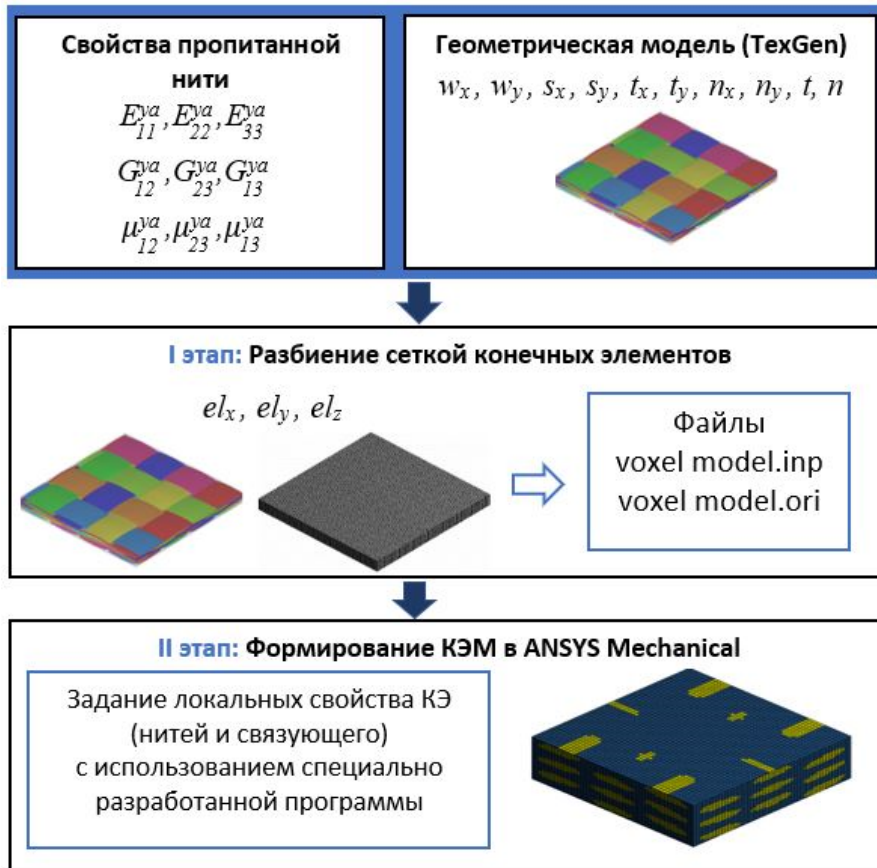


Рис. 3. Этапы построения КЭМ слоистого композита

На первом этапе цифровая геометрическая модель слоистого композита разбивается сеткой конечных элементов. В данной работе предлагается использовать алгоритм VMA (Vertex Merge Algorithm) [12], который вписывает геометрическую модель в ортогональную сетку, имеющую фиксированный шаг разбиения по трём направлениям –  $el_x, el_y, el_z$ .

На втором этапе осуществляется формирование конечно-элементной модели представительного объёма слоистой структуры в среде ANSYS Mechanical. Для создания гетерогенной модели со свойствами связующего и нити предлагается использовать твердотельный элемент SOLID185, который поддерживает как изотропную, так и ортотропную формулировку материала.

Основная сложность данного этапа заключается в задании локальных свойств конечных элементов. Для решения рассматриваемой задачи разработана специальная программа на языке Python, которая определяет преимущественную принадлежность конечного элемента к геометрической модели пропитанной нити или связующему. Назначение свойств конечных элементов происходит следующим образом. В случае, если объём конечного элемента не менее чем на  $\frac{1}{2}$  принадлежит конкретной компоненте материала, то задаются соответствующие свойства – нити или связующего.

Кривизну нитей в КЭМ предлагается учитывать путём ориентации локальной системы координат элементов нитей в направлении касательной к кривой, образованной центрами масс сечений нити. Создание сетки конечных элементов осуществляется автоматически средствами ANSYS Mechanical.

В результате формируется конечно-элементная модель переплетения нитей и окружающего их связующего, которая учитывает особенности структуры плетения и упругие свойства отдельных компонентов ортотропного тканевого композита (рис. 4).

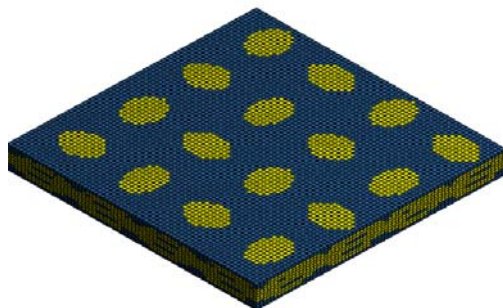


Рис. 4. Конечно-элементная модель GG200P/SR8100-SD8824

### Определение упругих характеристик на основе модели представительного объёма

Для определения упругих свойств ортотропного тканевого композита на основе модели представительного объёма рассмотрим случаи нагружения, которые вызывают деформации материала подобные физическому эксперименту. Для этого необходимо задать соответствующие кинематические граничные условия закрепления и деформирования модели и получить зависимости, по которым можно рассчитать значения упругих констант.

В работе [13] описаны кинематические граничные условия для призматической модели представительного объёма, а также зависимости для определения пяти упругих констант. Следуя данной работе, рассмотрим шесть случаев жёсткого нагружения, которые имитируют растяжение в трёх ортогональных направлениях и сдвиг в трёх ортогональных плоскостях. Сформулируем необходимые зависимости для определения всех девяти упругих констант.

Для представительного объёма призматической формы, имеющего размеры  $l_x$ ,  $l_y$ ,  $l_z$ , введём следующие обозначения плоских граней  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $F$  и зададим систему координат  $XYZ$  (рис. 5).

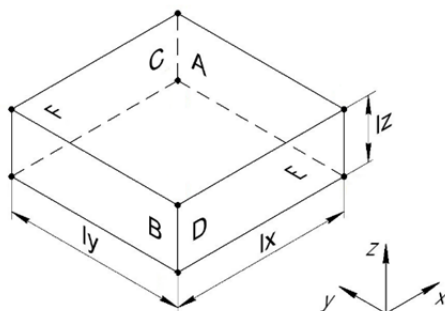


Рис. 5. Обозначения граней представительного объёма

Рассмотрим простейший случай равномерного растяжения представительного объёма в направлении оси  $X$ . Введём следующие закрепления: будем считать равными нулю перемещения всех узлов конечно-элементной модели на грани  $B$  в направлении

оси  $X$  ( $u_x^B = 0$ ); на грани  $D$  – в направлении оси  $Y$  ( $u_y^D = 0$ ); на грани  $E$  – в направлении оси  $Z$  ( $u_z^E = 0$ ). Зададим перемещения всех узлов грани  $A$  на величину  $u_x^A = w$  (рис. 6).

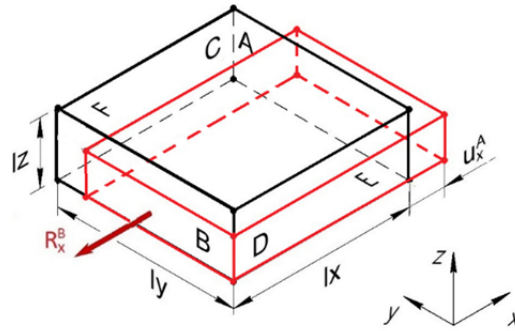


Рис. 6. Схема деформированного состояния КЭМ представительной ячейки при имитации нагружения на растяжение

Выполним линейно-статический расчёт КЭМ представительного объёма на заданные граничные условия и определим реакцию  $R_x^B$  узлов, лежащих в плоскости  $B$ , в направлении оси  $X$  и усреднённые перемещения узлов граней  $C$  и  $F$  в направлении осей  $Y$  и  $Z$  соответственно –  $\overline{\Delta l_y^C}$  и  $\overline{\Delta l_z^F}$ :

$$R_x^B = \sum_{i=1}^{n^B} r_{x_i}^B,$$

$$\overline{\Delta l_y^C} = \frac{\sum_{i=1}^{n^C} \Delta l_y^C}{n^C},$$

$$\overline{\Delta l_z^F} = \frac{\sum_{i=1}^{n^F} \Delta l_z^F}{n^F},$$

где  $r_{x_i}^B$  – реакция в  $i$ -том узле на плоскости  $B$ ;  $n^B$  – количество узлов на плоскости  $B$ ;  $\Delta l_y^C$  – значение проекции перемещения  $i$ -го узла на ось  $Y$ , лежащего в плоскости  $C$ ;  $\Delta l_z^F$  – значение проекции перемещения  $i$ -го узла на ось  $Z$ , лежащего в плоскости  $F$ ;  $n^C$  – количество узлов на плоскости  $C$ ;  $n^F$  – количество узлов на плоскости  $F$ .

Определим продольные деформации представительного объёма  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$ ,  $\varepsilon_z$ :

$$\varepsilon_x = \frac{u_x^A}{l_x},$$

$$\varepsilon_y = \frac{\overline{\Delta l_y^C}}{l_y},$$

$$\varepsilon_z = \frac{\overline{\Delta l_z^F}}{l_z}.$$

Вычислим нормальные напряжения  $\sigma_x$  :

$$\sigma_x = \frac{R_x^B}{l_y l_z}.$$

Определим модуль упругости  $E_{11}$  и коэффициенты Пуассона  $\mu_{12}$  и  $\mu_{13}$  :

$$E_{11} = \frac{\sigma_x}{\varepsilon_x},$$

$$\mu_{12} = \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x},$$

$$\mu_{13} = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x}.$$

Рассмотренный виртуальный эксперимент на растяжение КЭМ представительного объёма соответствует механическим испытаниям на растяжение с той особенностью, что реальные испытания на растяжение проводятся на достаточно длинных образцах, в которых в средней части образца производятся замеры деформаций тем или иным способом. Полное усилие растяжения образца в испытаниях фиксируется с помощью датчика силы. Особенность рассмотренного виртуального эксперимента состоит в том, что грани  $A$  и  $B$  имитируют работу нагружающих элементов испытательной машины, которые позволяют свободно деформироваться граням в плоскостях  $Y$  и  $Z$ . Таким образом, виртуальный эксперимент реализует «чистое» растяжение, т.е.  $\sigma_y = 0$  и  $\sigma_z = 0$ .

Виртуальные испытания на растяжение в направлениях  $Y$  и  $Z$  проводятся аналогично.

Виртуальные испытания на сдвиг можно выполнить следующим образом, имитируя стандартные испытания с помощью жёсткой рамки [14]. Будем считать все шесть граней абсолютно жёсткими в направлении деформаций из плоскости –  $u_x^A = 0$ ,  $u_x^B = 0$ ,  $u_y^C = 0$ ,  $u_y^D = 0$ ,  $u_z^E = 0$ ,  $u_z^F = 0$ . Введём закрепление всех узлов на грани  $D$  по всем степеням свободы. Зададим перемещения всем узлам грани  $C$  на величину  $u_x^C = w$  (рис. 7).

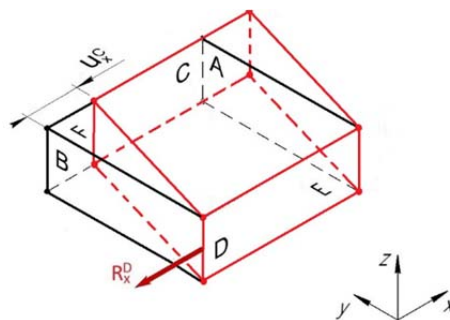


Рис. 7. Схема деформированного состояния представительной ячейки при имитации нагружения на сдвиг



Выполним линейно-статический расчёт КЭМ представительного объёма и определим суммарную реакцию  $R_x^D$  на грани  $D$ :

$$R_x^D = \sum_{i=1}^{n^D} r_{x_i}^D,$$

где  $r_{x_i}^D$  – реакция в  $i$ -том узле на плоскости  $D$ ;  $n^D$  – количество узлов на плоскости  $D$ .

Вычислим касательные напряжения  $\tau_{xy}$ :

$$\tau_{xy} = \frac{R_x^D}{l_x l_z}.$$

Определим сдвиговую деформацию  $\gamma_{xy}$  и модуль упругости  $G_{12}$ :

$$\gamma_{xy} = \frac{u_x^C}{l_y},$$

$$G_{12} = \frac{\tau_{xy}}{\gamma_{xy}}.$$

Аналогичным образом могут быть рассмотрены сдвиги КЭМ представительного объёма в плоскостях  $XZ$  и  $YZ$ .

Особенность виртуального эксперимента по сравнению с механическими испытаниями состоит в том, что реализуется «чистый» сдвиг без учёта влияния усилий затяжки болтов на жёсткой раме.

Сводка граничных условий и расчётных соотношений для определения девяти упругих характеристик ортотропного тканевого композита представлена в табл. 6.

Таблица 6. Граничные условия и расчётные соотношения для определения упругих характеристик ортотропного тканевого композита

	Растяжение в направлении оси $X$	Растяжение в направлении оси $Y$	Растяжение в направлении оси $Z$
Граничные условия	$u_x^A = w, u_x^B = 0,$ $u_y^D = 0, u_z^F = 0$	$u_y^C = w, u_x^B = 0,$ $u_y^D = 0, u_z^F = 0$	$u_z^E = w, u_x^B = 0,$ $u_y^D = 0, u_z^E = 0$
Реакция	$R_x^B = \sum_{i=1}^{n^B} r_{x_i}^B$	$R_y^D = \sum_{i=1}^{n^D} r_{y_i}^D$	$R_z^E = \sum_{i=1}^{n^E} r_{z_i}^E$
Деформация	$\varepsilon_x = \frac{u_x^A}{l_x}$	$\varepsilon_y = \frac{\overline{\Delta l_y^C}}{l_y}$	$\varepsilon_z = \frac{\overline{\Delta l_z^E}}{l_z}$
Нормальные напряжения	$\sigma_x = \frac{R_x^B}{l_y l_z}$	$\sigma_y = \frac{R_y^D}{l_x l_z}$	$\sigma_z = \frac{R_z^E}{l_x l_y}$
Модуль упругости	$E_{11} = \frac{\sigma_x}{\varepsilon_x}$	$E_{22} = \frac{\sigma_y}{\varepsilon_y}$	$E_{33} = \frac{\sigma_z}{\varepsilon_z}$
Коэффициент Пуассона	$\mu_{12} = \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x}, \mu_{13} = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x}$	$\mu_{23} = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_y}$	$\mu_{32} = \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_z}$

Продолжение табл. 6. Граничные условия и расчётные соотношения для определения упругих характеристик ортотропного тканевого композита

	Сдвиг в плоскости XY	Сдвиг в плоскости YZ	Сдвиг в плоскости XZ
Граничные условия	$u_y^B = 0, u_x^D = 0,$ $u_y^A = 0, u_x^A = 0,$ $u_z^A = 0, u_x^C = w$	$u_z^B = 0, u_x^E = 0,$ $u_y^A = 0, u_x^A = 0,$ $u_z^A = 0, u_y^F = w$	$u_z^D = 0, u_y^E = 0,$ $u_y^A = 0, u_x^A = 0,$ $u_z^A = 0, u_x^F = w$
Реакция	$R_x^D = \sum_{i=1}^{n^D} r_{x_i}^D$	$R_y^F = \sum_{i=1}^{n^F} r_{y_i}^F$	$R_x^F = \sum_{i=1}^{n^F} r_{x_i}^F$
Деформация	$\gamma_{xy} = \frac{u_x^C}{l_y}$	$\gamma_{yz} = \frac{u_y^F}{l_z}$	$\gamma_{xz} = \frac{u_x^F}{l_z}$
Касательные напряжения	$\tau_{xy} = \frac{R_x^D}{l_x l_z}$	$\tau_{yz} = \frac{R_y^F}{l_x l_y}$	$\tau_{xz} = \frac{R_x^F}{l_x l_y}$
Модуль сдвига	$G_{12} = \frac{\tau_{xy}}{\gamma_{xy}}$	$G_{23} = \frac{\tau_{yz}}{\gamma_{yz}}$	$G_{13} = \frac{\tau_{xz}}{\gamma_{xz}}$

Для рассматриваемого углепластика GG200P/SR8100-SD8824 в табл. 7 представлены результаты расчёта девяти упругих характеристик с использованием предлагаемых граничных условий и расчётных соотношений (табл. 6) при  $l_x = 7,6$  мм,  $l_y = 7,6$  мм,  $l_z = 0,79$  мм и  $w = 1$  мм. Свойства материала и параметры структуры представительного объёма рассматриваемого углепластика задавались по табл. 3 – 5.

Таблица 7. Вычисленные значения упругих характеристик углепластика GG200P/SR8100-SD8824

Наименование	$E_{11},$ ГПа	$E_{22},$ ГПа	$E_{33},$ ГПа	$G_{12},$ ГПа	$G_{23},$ ГПа	$G_{13},$ ГПа	$\mu_{12}$	$\mu_{23}$	$\mu_{13}$
Углепластик GG200P/SR8100-SD8824	55,94	55,16	9,65	5,5	3,2	3,2	0,05	0,45	0,45

### Валидация

Для валидации разработанной методики авторами статьи изготовлены образцы углепластика CC201P/SR8100-SD8824 для определения  $E_{11}, \mu_{12}$  и  $G_{12}$  по стандартам [1; 3]. Испытания проводились в лаборатории композиционных материалов и конструкций Самарского университета с использованием универсальной сервогидравлической испытательной машины фирмы MTS 322.21, оснащённой датчиком силы MTS 661.21F-03 и датчиком перемещений. Серия испытаний для каждого вида нагружения содержала по 10 испытательных образцов. Нагружение каждого образца партии в процессе испытаний проводилось со скоростью 5 мм/мин. В ходе эксперимента запись показаний датчиков силы и перемещения была синхронизирована по времени и производилась непрерывно с периодом  $10^{-2}$  с. Статистическая обработка экспериментальных данных проводилась в соответствии с нормативной документацией для конкретного типа испытаний и приведена в табл. 8. Полученные значения коэффициента вариации (CV) не превышают 10%, что позволяет рассматривать экспериментальные данные как эталонные.

Таблица 8. Сравнение вычисленных и экспериментальных упругих характеристик углепластика CC201P/SR8100-SD8824

	$E_{11}$ , ГПа	$G_{12}$ , ГПа	$\mu_{12}$
Экспериментальные значения	56,33	6,1	0,057
CV, %	4,5	6,1	4,5
Вычисленные значения	55,94	5,5	0,05
Расхождение, %	2,2	8	11,5

Результаты сравнения вычисленных упругих характеристик с результатами испытаний свидетельствуют о возможности прогнозирования трансверсальных упругих характеристик вычислительными методами.

### Заключение

Поставленный специальный вычислительный эксперимент показал, что величины трансверсальных упругих характеристик могут оказывать существенное влияние на результаты расчёта напряжённо-деформированного состояния конструкций из слоистых композитов. Предлагаемая методика построения конечно-элементной модели представительного объёма ортотропного тканевого композита и способ задания специальных кинематических граничных условий с соответствующими расчётными соотношениями позволяют определять девять упругих характеристик слоистого композита при наличии ограниченного набора данных о свойствах компонентов материала.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации по проекту FSSS-2020-0016.

### Библиографический список

1. ASTM Test Method D 3039 - 08. Standard test method for tensile properties of polymer matrix composite materials. American Society for Testing and Materials, 2008. 13 p.
2. ГОСТ 25.601-80. Методы механических испытаний композиционных материалов с полимерной матрицей (композитов). Метод испытания плоских образцов на растяжение при нормальной, повышенной и пониженной температурах. М.: Издательство стандартов, 1980. 15 с.
3. ASTM Test Method D 3518 - 08. Standard test method for in-plane shear properties of polymer matrix composite materials by tensile test of a laminate. American Society for Testing and Materials, 2008. 7 p.
4. Verpoest I., Lomov S.V., Huysmans G., Ivens J. Modelling the processing and properties of textile composites: an integrated approach // 9th European Conference on Composite Materials (July, 5-6, 2000, Brighton).
5. Lomov S.V., Huysmans G., Luo Y., Parnas R.S., Prodromou A., Verpoest I., Phelan F.R. Textile composites: modelling strategies // Composites Part A: Applied Science and Manufacturing. 2001. V. 32, Iss. 10. P. 1379-1394. DOI: 10.1016/S1359-835X(01)00038-0
6. Vignoli L.L., Savi M.A., Pacheco P.M.C.L., Kalamkarov A.L. Comparative analysis of micromechanical models for the elastic composite laminae // Composites Part B: Engineering. 2019. V. 174. DOI: 10.1016/j.compositesb.2019.106961
7. Chamis C. Mechanics of composite materials: past, present, and future // Journal of Composites Technology & Research. 1989. V. 11, Iss. 1. P. 3-14. DOI: 10.1520/CTR10143J
8. Gommer F., Endruweit A., Long A.C. Quantification of micro-scale variability in fibre bundles // Composites Part A: Applied Science and Manufacturing. 2016. V. 87. P. 131-137. DOI: 10.1016/j.compositesa.2016.04.019

9. Brown L.P., Endruweit A., Long A., Jones I.A. Characterisation and modelling of complex textile geometries using TexGen // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. V. 406, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/406/1/012024

10. Sherburn M. Geometric and mechanical modelling of textiles. Ph.D. Thesis. Nottingham, 2007. 271 p.

11. Matveev M.Y., Long A., Brown L.P., Jones I.A. Effects of layer shift and yarn path variability on mechanical properties of a twill weave composite // Journal of Composite Materials. 2017. V. 51, Iss. 7. P. 913-925. DOI: 10.1177/0021998316655870

12. Frey P., Sarter B., Gautherie M. Fully automatic mesh generation for 3-D domains based upon voxel sets // International Journal of Numerical Methods in Engineering. 1994. V. 37, Iss. 16. P. 2735-2753. DOI: 10.1002/NME.1620371604

13. Cao Y., Feng Yu., Wang W., Wu D., Zhu Zh. Estimation of lamina stiffness and strength of quadriaxial non-crimp fabric composites based on semi-laminar considerations // Applied Sciences. 2016. V. 6, Iss. 9. DOI: 10.3390/app6090267

14. ASTM Test Method D 8067 - 08. Standard test method for in-plane shear properties of sandwich panels using a picture frame fixture. American Society for Testing and Materials, 2008. 12 p.

## EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL DETERMINATION OF THE ELASTIC CHARACTERISTICS OF LAYERED WOVEN COMPOSITES

© 2022

- V. A. Komarov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Aircraft Construction and Design, Chief of the Research and Educational Center for Aircraft Construction (AVICON); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [vkomarov@ssau.ru](mailto:vkomarov@ssau.ru)
- A. A. Pavlov** Engineer of the Research and Educational Center of Aircraft Construction (AVICON); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [alex-alex.pavlov@yandex.ru](mailto:alex-alex.pavlov@yandex.ru)
- S. A. Pavlova** Candidate of Science (Engineering), Engineer of the Research and Educational Center for Aircraft Construction (AVICON); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [pavlova-sva@yandex.ru](mailto:pavlova-sva@yandex.ru)

The challenge of determining nine elastic characteristics of orthotropic woven composites is considered. Using a test example, the influence of transverse elastic characteristics on the results of the stress-strain state analysis of composite structures is assessed. To determine the transverse elastic constants of an orthotropic woven composite, we propose to use a representative volume of the material's repeated structure. The features of creating a finite element model of a representative volume of a layered woven composite are considered. To determine the elastic properties of an orthotropic woven composite, kinematic boundary conditions of a special type and calculation ratios are proposed that virtually simulate a mechanical experiment with a representative volume of material. The results of comparison of the calculated characteristics and field test data by standard methods are presented, which indicate the possibility of predicting transverse elastic characteristics by computational methods with a sufficiently high accuracy for use in practical tasks.

*Composite material; elastic characteristics; representative volume; virtual experiment; mechanical tests*

---

*Citation:* Komarov V.A., Pavlov A.A., Pavlova S.A. Experimental and analytical determination of the elastic characteristics of layered woven composites. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 65-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-65-79

## References

1. ASTM Test Method D 3039 - 08. Standard test method for tensile properties of polymer matrix composite materials. American Society for Testing and Materials, 2008. 13 p.
2. GOST 25.601-80. Design calculation and strength testings. Methods of mechanical testing of polymeric composite materials test for tensile properties on plane specimens at normal, elevated and low temperatures. Moscow: Izdatel'stvo Standartov Publ., 1980. 15 c. (In Russ.)
3. ASTM Test Method D 3518 - 08. Standard test method for in-plane shear properties of polymer matrix composite materials by tensile test of a laminate. American Society for Testing and Materials, 2008. 7 p.
4. Verpoest I., Lomov S.V., Huysmans G., Ivens J. Modelling the processing and properties of textile composites: an integrated approach. *9th European Conference on Composite Materials (July, 5-6, 2000, Brighton)*.
5. Lomov S.V., Huysmans G., Luo Y., Parnas R.S., Prodromou A., Verpoest I., Phelan F.R. Textile composites: modelling strategies. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2001. V. 32, Iss. 10. P. 1379-1394. DOI: 10.1016/S1359-835X(01)00038-0
6. Vignoli L.L., Savi M.A., Pacheco P.M.C.L., Kalamkarov A.L. Comparative analysis of micromechanical models for the elastic composite laminae. *Composites Part B: Engineering*. 2019. V. 174. DOI: 10.1016/j.compositesb.2019.106961
7. Chamis C. Mechanics of composite materials: past, present, and future. *Journal of Composites Technology & Research*. 1989. V. 11, Iss. 1. P. 3-14. DOI: 10.1520/CTR10143J
8. Gommer F., Endruweit A., Long A.C. Quantification of micro-scale variability in fibre bundles. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2016. V. 87. P. 131-137. DOI: 10.1016/j.compositesa.2016.04.019
9. Brown L.P., Endruweit A., Long A., Jones I.A. Characterisation and modelling of complex textile geometries using TexGen. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 406, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/406/1/012024
10. Sherburn M. Geometric and mechanical modelling of textiles. PhD Thesis. Nottingham, 2007. 271 p.
11. Matveev M.Y., Long A., Brown L.P., Jones I.A. Effects of layer shift and yarn path variability on mechanical properties of a twill weave composite. *Journal of Composite Materials*. 2017. V. 51, Iss. 7. P. 913-925. DOI: 10.1177/0021998316655870
12. Frey P., Sarter B., Gautherie M. Fully automatic mesh generation for 3-D domains based upon voxel sets. *International Journal of Numerical Methods in Engineering*. 1994. V. 37, Iss. 16. P. 2735-2753. DOI: 10.1002/NME.1620371604
13. Cao Y., Feng Yu., Wang W., Wu D., Zhu Zh. Estimation of lamina stiffness and strength of quadriaxial non-crimp fabric composites based on semi-laminar considerations. *Applied Sciences*. 2016. V. 6, Iss. 9. DOI: 10.3390/app6090267
14. ASTM Test Method D 8067 - 08. Standard test method for in-plane shear properties of sandwich panels using a picture frame fixture. American Society for Testing and Materials, 2008. 12 p.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА РОТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ГЕОМЕТРИИ ВКЛАДЫШЕЙ И СПОСОБА ПОДАЧИ МАСЛА

© 2022

**Е. Ф. Паровай** старший преподаватель кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, младший научный сотрудник конструкторского бюро двигателестроения;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;  
[selena\\_pa@mail.ru](mailto:selena_pa@mail.ru)

Высокое тепловыделение в масляном клине является одним из главных факторов, ограничивающих применение сегментных подшипников скольжения в качестве опор роторов авиационных газотурбинных двигателей. Целью исследования является изучение влияния способа подвода масла в сегментный подшипник скольжения на его тепловое состояние и определение конструктивных факторов, снижающих температуру в рабочем клине. Исследование проводилось на подшипниках диаметрами 100...320 мм с различной организацией подвода масла: через маслораздаточные канавки во вкладышах, через форсунки в межвкладышное пространство, с применением заходных фасок, с перепуском масла в торцы подшипника. Решение поставленных задач осуществлялось на объёмных геометрических моделях методами вычислительной гидродинамики в пакете ANSYS CFX. Получены картины распределения температур и давлений по поверхности нижнего, наиболее нагруженного вкладыша подшипника, для различных вариантов подвода масла и различной геометрии вкладышей подшипника; значения подъёмной силы подшипника, максимального давления в рабочем зазоре, массового расхода масла через элементы маслоподвода и слива; зависимости статических характеристик подшипника от расстояния между валом и форсунками. Подвод масла через маслораздаточные канавки, выполненные во вкладышах, является фактором, негативно влияющим на тепловое состояние подшипника, что связано с так называемым «запиранием» рабочего зазора. Показано, что организация маслоподвода через пространство между вкладышами более эффективна. Выполнение заходной фаски на гладких вкладышах позволяет упростить поступление масла в рабочий зазор. Рассмотренные конструктивные решения обеспечивают снижение максимальной температуры масла в подшипнике на 3...6 °С.

*CFD-методы; вкладыши подшипника; газотурбинный двигатель; опора подшипника; подшипник скольжения; рабочие характеристики; сегментный подшипник; тепловое состояние; тепловыделение; форсунка*

---

*Цитирование:* Паровай Е.Ф. Исследование теплового состояния сегментного подшипника ротора газотурбинного двигателя в зависимости от геометрии вкладышей и способа подачи масла // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 80-92. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-80-92

### Введение

Опоры роторов являются одними из наиболее ответственных элементов газотурбинных двигателей (ГТД). Развитие ГТД тесно связано с ростом верхней границы диапазона рабочих частот вращения роторов. Традиционно в опорах роторов ГТД применяются цельнометаллические подшипники качения со значением параметра быстроходности  $d_m n < 3,0 \dots 3,2 \cdot 10^6$  мм·об/мин; где  $d_m = 0,5(d + D)$  – средний диаметр подшипника;  $n$  – частота вращения ротора. Параметр быстроходности для серийных авиационных гибридных подшипников с керамическими телами качения, в частности производства фирмы SKF, применяемых на двигателях Leap, достигает значения  $3,5 \cdot 10^6$  мм·об/мин [1]. В ближайшее десятилетие, согласно некоторым оценкам, пара-

метр  $d_m n$  может достиг значений до  $4,0 \cdot 10^6$  мм·об/мин, но в связи с прочностными ограничениями дальнейшее значительное повышение данного параметра затруднено [2]. Подшипники скольжения не обладают указанным недостатком, но для их применения в качестве опор роторов ГТД необходимо решить известные проблемы, связанные, в частности, с динамической нестабильностью и повышенным тепловыделением.

Подшипники с упругим подвесом вкладышей обладают достаточной динамической устойчивостью и высокими демпфирующими характеристиками [3; 4], однако проблема повышенного тепловыделения в гидродинамическом клине для них всё ещё остаётся актуальной. В работе рассматривается гидродинамический подшипник трёхвкладышной компоновки, работающий по принципу жидкостного демпферного подвеса вкладышей, впервые предложенному Д. Нельсоном [5]. На основе известного принципа был разработан ряд моделей подшипников с величиной минимального радиального зазора  $h_{\min} = 35$  мкм. Принципиальная схема и общий вид моделей, конструктивно отличающихся способами подвода масла, представлены на рис. 1.

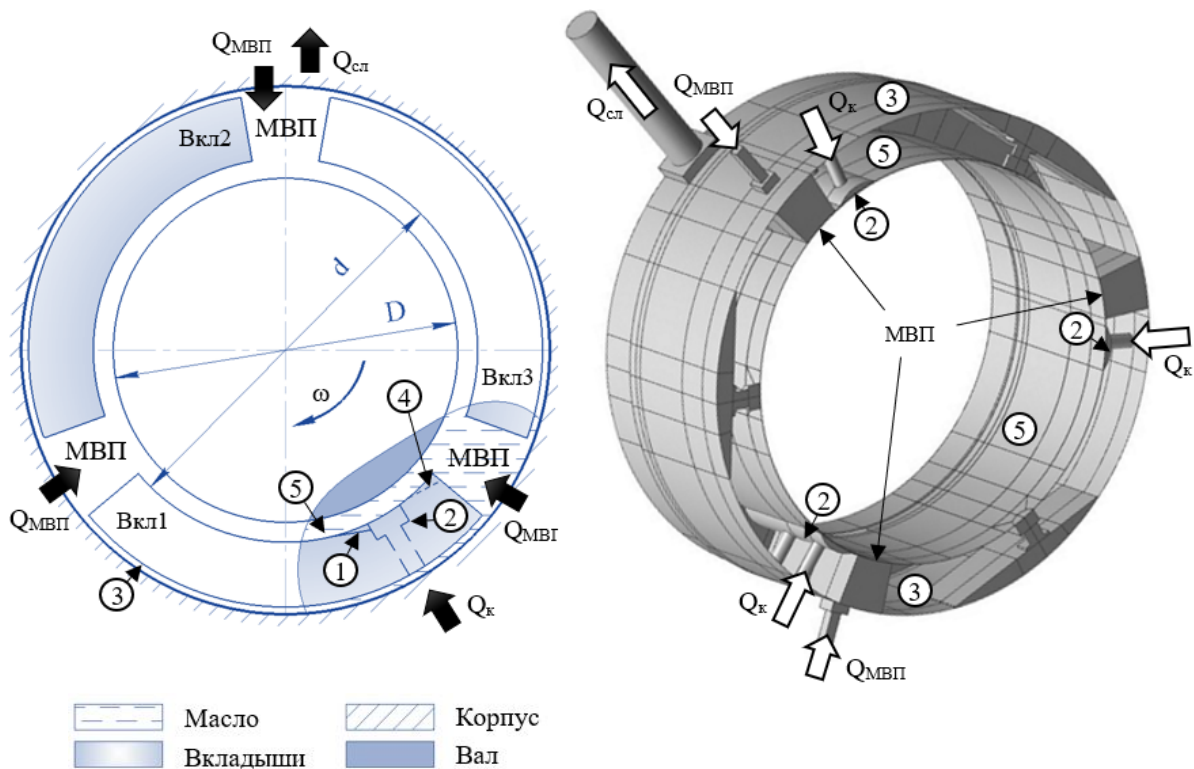


Рис. 1. Схема подшипника и общий вид его типовой 3D-модели:

1 – заходная фаска маслораздаточной канавки (МРК); 2 – МРК; 3 – демпфирующий зазор; 4 – заходная фаска вкладыша; 5 – рабочий зазор; МВП – пространство между вкладышами

Для решения задачи определения теплового состояния подшипника и исследования возможных конструктивных путей снижения температуры смазки в рабочей области применялись методы вычислительной гидродинамики (CFD) в пакете ANSYS CFX, в котором решение дифференциальных уравнений, описывающих модель, осуществляется с помощью метода конечных элементов. Первоначальная CFD-модель была верифицирована по значению максимальной температуры с результатами испытаний натурального образца подшипника диаметром 320 мм.

В работе исследовались модели подшипников для диаметров валов 100...360 мм, для которых изучалось влияние различных геометрических характеристик вкладышей и конструктивных решений для подвода смазки в подшипник на тепловыделение в рабочем зазоре (рис. 1). Интенсивность тепловыделения оценивалась по значению максимальной температуры смазки на поверхности вала и на поверхности наиболее нагруженного нижнего вкладыша.

### Особенности сеточного моделирования. Начальные, граничные условия и допущения САЕ-моделей

Качество и высокая разрешающая способность сетки конечных элементов (КЭ) критичны для точности симуляции течения жидкости в узких зазорах сложной геометрии [6; 7]. Исследование проводилось на половинных сеточных моделях (с условием симметрии относительно серединной плоскости подшипника, нормальной оси вала) размерности  $0,561...25,97 \cdot 10^6$  КЭ. Количество КЭ по высоте рабочего зазора составляло 18...22. Основная форма КЭ – гексаэдры, которыми полностью заполнялись рабочие зазоры, частично (формирование пристеночного слоя, рис. 2), либо полностью маслораздаточные канавки (МРК), пространство между вкладышами (МВП), каналы подвода и слива масла и прочие элементы модельной конструкции. Для организации максимально управляемой картины генерации сетки применялся принцип предварительного разбиения геометрической модели подшипника поверхностями простейших форм и плоскостями в областях сложной и переходной геометрии. Для неответственных участков применялось разбиение призмами и тетраэдрами при условии обеспечения общего высокого качества сетки по aspect ratio (рис. 3). Общий вид КЭ-модели не приводится ввиду высокой густоты сетки. Связь сеток внешнего и внутреннего зазоров подшипника была осуществлена с помощью сеточного интерфейса.

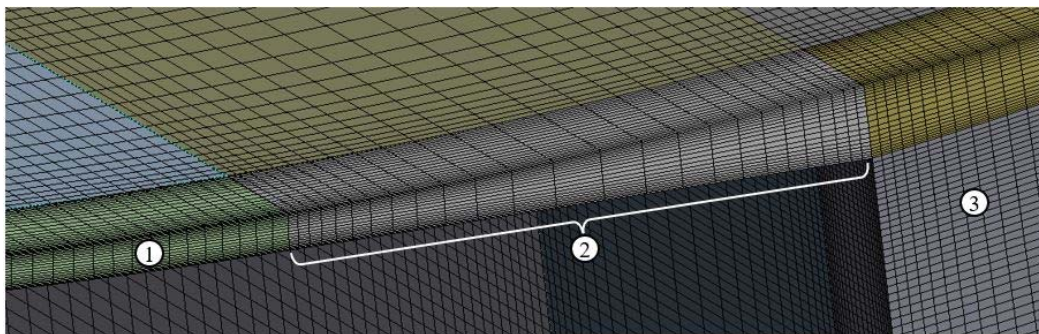


Рис. 2. Структура КЭ-модели:  
1 – рабочий зазор; 2 – область заходной фаски во вкладыше; 3 – МВП

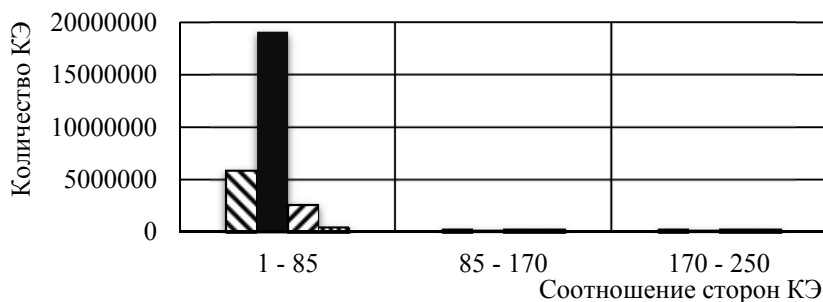


Рис. 3. Структурный состав типовой сеточной модели по форме и качеству КЭ:  
■ Тетраэдры ■ Гексаэдры □ Призмы ▣ Пирамиды



Основные настройки расчётных моделей представлены в табл. 1.

Таблица 1. Основные настройки расчётных моделей

Модель турбулентности	SST	
Модель рабочей жидкости	$\rho = \text{const}; \mu, \lambda = f(T)$	Синтетическое масло
Модель переноса тепла	Total Energy с включением работы вязких напряжений	
Подвод смазки	Total Pressure / Mass Flow Rate	0,25 МПа
Отвод смазки	Static Pressure	0,1 МПа
Вращение вала	Вращающаяся стенка	5000...12000 об/мин

Элементы подшипника принимались абсолютно жёсткими. Ввиду того, что исследование базировалось на сравнении различных вариантов конструкции маслораздаточной канавки между собой, в моделях не учитывалось влияние внешних тепловых потоков.

В исследуемых моделях течение масла принималось низкотурбулентным, учитывались выделение тепла за счёт вязкого трения слоёв жидкости и влияние гравитационной силы. Для учёта влияния турбулентности была использована модель Ментера (SST), дающая высокую точность разрешения как в пристеночном слое, так и на расстоянии от твёрдых стенок [8]. Модель рабочей жидкости учитывала влияние температуры на физические характеристики масла (значение динамической вязкости  $\mu$  и коэффициента теплопроводности  $\lambda$ ).

#### Влияние способа организации маслораздаточной канавки во вкладышах на тепловое состояние подшипника

Для сегментных подшипников скольжения одним из основных способов подвода масла является подвод через маслораздаточные канавки во вкладышах. Для изучения характеристик течения масла в подшипнике с подачей масла через МРК была разработана модель подшипника с широкими уплощёнными канавками (рис. 4).

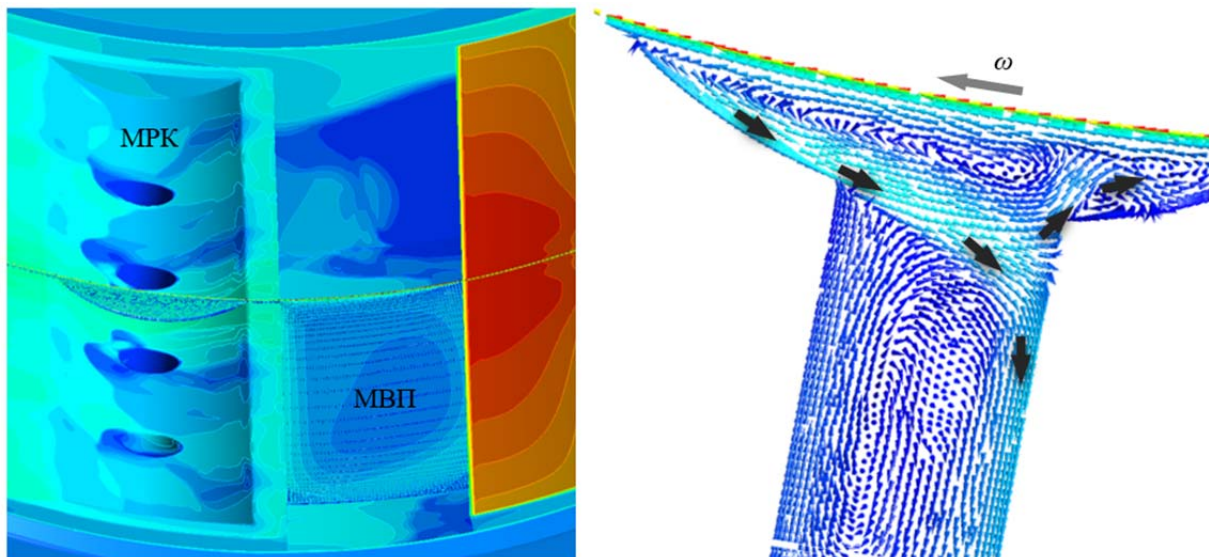


Рис. 4. Образование обратных вихрей в маслораздаточной канавке нижнего вкладыша подшипника

При работе подшипника поток холодного масла, поступающий в МРК из отверстий, выполненных во вкладыше, упирается в жёсткую, вращающуюся с валом плёнку горячего масла и практически не поступает в рабочий зазор. Из-за высокого, «запирающего» давления, регистрируемого на выходе МРК нижнего вкладыша в зазор, холодное масло вынуждено циркулировать внутри МРК, при этом его большая часть выдавливается обратно в каналы подвода нижнего (0,21 кг/с) и следующего на нем (0,1 кг/с) вкладышей (при суммарном расходе масла через подводы в МВП 1,78 кг/с и расходе через МРК третьего вкладыша 0,21 кг/с). Максимальная температура на поверхности нижнего вкладыша составила 83,8 °С при подогреве в клине нижнего вкладыша 19,8 °С. Таким образом, подшипник с подводом масла через МРК не будет работать в гидродинамическом режиме. Работа подшипника в гидростатическом режиме невозможна ввиду высокого значения потребного давления подачи смазки, необходимого для принудительного нагнетания масла из МРК в клин.

Для изучения возможности облегчения попадания масла из МРК в зазор нижнего вкладыша был разработан ряд упрощённых моделей с углублёнными канавками и выходной в зазор фаской 1 (рис. 5, а), выполненной на 0,6 ширины вкладышей с целью снижения гидродинамического сопротивления при входе масла в зазор.

На части моделей были организованы ряд отверстий 3 малого диаметра (рис. 5, а) для перепуска масла из МВП в МРК (рис. 5, б), а также дополнительный подвод масла через канавку, выполненную на выходе из нижнего вкладыша, гипотетически способную выровнять давление в рабочем зазоре и способствовать снижению эффекта «запирания» передней МРК, либо с целью организации дополнительного слива через масло-сборочную канавку на выходе из нагруженного вкладыша, позволяющую вывести горячее масло из подшипника до его смешения со свежим маслом, подводимым в МВП.

Конструктивные особенности и расчётные характеристики исследованных моделей представлены в табл. 2. На рис. 6 приведены распределения температур по поверхности вала в области нижнего вкладыша.

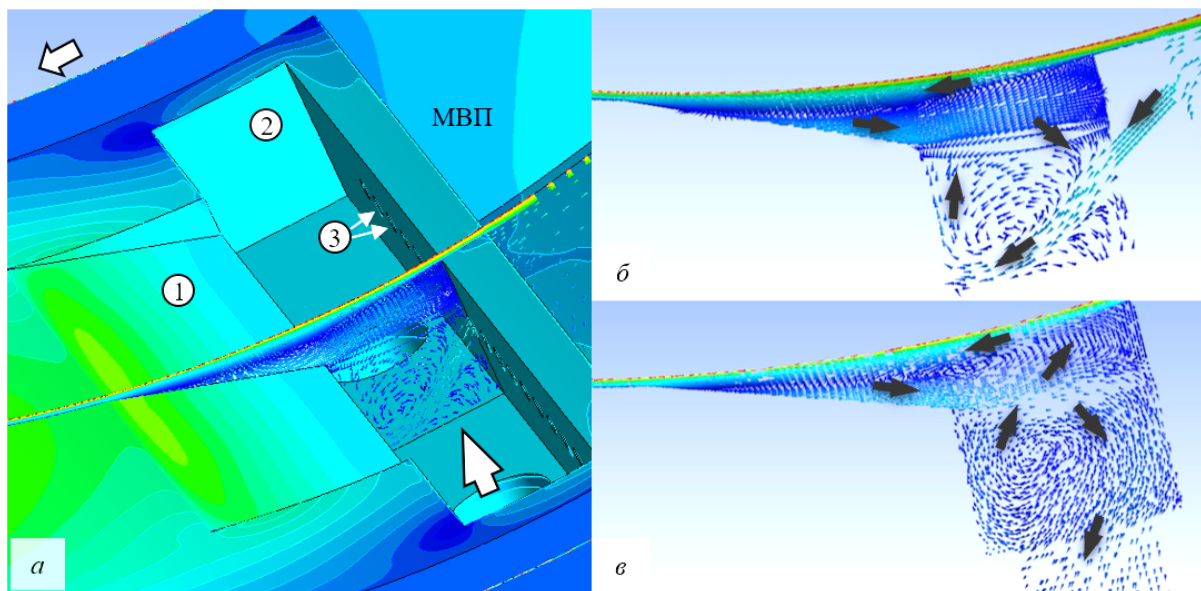


Рис. 5. Течение масла в маслораздаточной канавке с перепуском масла из МВП:

а – модель с углублёнными канавками;

1 – фаска выхода маслораздаточной канавки в клин;

2 – МРК; 3 – отверстия перепуска масла из МВП в МРК;

б – векторы течения масла в сечении по отверстию перепуска;

в – векторы течения масла в сечении по подводу масла в МРК

Таблица 2. Особенности и расчётные характеристики подшипников различных компоновок

Вариант	1	2	3	4
Подвод через МРК	+	–	+	+
Подвод/слив на выходе из вкладыша	Слив	Подвод	Подвод	–
Перепуск из МВП	+	+	–	+
Максимальный подогрев в клине нижнего вкладыша, К	13,24	<b>10,94 (min)</b>	13,6 (max)	13,31
Максимальное полное давление, МПа	2,58	3,83	2,58	2,57
Вертикальная сила, кН	4,29	<b>4,54 (max)</b>	4,50	3,90
Слив во вкладыше, расход, кг/с	0,021	0,048	0,0475	0
Слив, расход, кг/с	2,05	2,19	2,1	2,0
Подвод МРК, расход, кг/с	-0,18	<b>0</b>	-0,1	-0,17

Во всех случаях в МРК образуются вихрь с противовращением направлению вращения вала и выраженное в разной степени «запирание» выхода масла из МРК в зазор. Масло, подводимое в МРК из масляной системы, выдавливается обратно в масляную систему (при давлении в маслосистеме, как минимум, менее или равном 2,5 МПа).

Организация слива горячего масла через канавку на выходе из нижнего вкладыша не оказывает существенного влияния на температурный режим подшипника: жёсткая, вращающаяся вместе с валом масляная плёнка сопротивляется разделению и сливу части масла в свободное пространство канавки так же, как и выполнение фаски на выходе из МРК в клин.

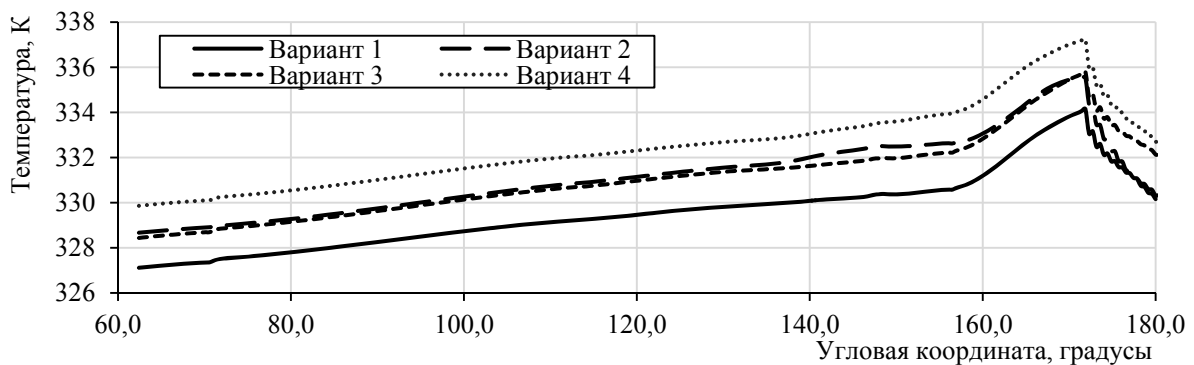


Рис. 6. Распределение полной температуры по поверхности вала в области нижнего вкладыша

Перепуск масла из МВП в МРК способствует незначительному снижению величины подогрева масла в рабочем клине вкладыша (на 2,0...2,5 °С). Наиболее благоприятным случаем с точки зрения теплового состояния и подъёмной силы является вариант с отсутствием подвода масла в МРК из масляной системы и с перепуском масла.

### Исследование теплового состояния подшипника в зависимости от геометрии заходной фаски и способа подачи масла в подшипник

На основании анализа результатов вышеизложенного исследования было принято решение отказаться от компоновки с упором на подвод через МРК и изучить влияние различных компоновок подвода масла через МВП на тепловое состояние подшипника ( $d = 100$  мм, сетки идентичной размерности,  $n = 12000$  об/мин). В первой части работы исследовались компоновки, комбинации особенностей которых представлены в табл. 3.

Случаи 1 – 4 с вкладышами, выполненными без МРК, отличались способом организации подвода масла в МВП: через отверстия в корпусе подшипника и через широкие, плоские форсунки, а также шириной заходной фаски. Случай 5 с подводом масла как в МВП через плоские форсунки, так и через МРК переменной глубины с наличием

буферных зон на периферии канавки (зон перелива в торцевые зоны вкладыша) был изучен для трёх различных режимов подвода масла (табл. 3; 5.1 – 5.3). Для случаев с подводом масла через канавку во вкладыше (5.1; 5.3; рис. 7, 8 и в табл. 3) выявлено явление «запирания» рабочего зазора. Рабочий зазор и канавка отделены друг от друга гидродинамически, что не позволяет маслу из канавки естественным путём нагнетаться в зазор. Так, для случая 5.1 значение расхода масла через канавки в 23 раза меньше расхода через форсунки в МВП. Кроме того, из канавки нижнего вкладыша, расположенного в наиболее нагруженной зоне, наблюдается выдавливание масла обратно в маслоподводящий канал.

Таблица 3. Сравнительная характеристика исследуемых моделей подшипника

	1	2	3	4	5	Режим работы подводов масла (для 5-го случая)
Способ подвода масла	Простой впрыск в МВП	Плоские форсунки в МВП	Простой впрыск в МВП	Плоские форсунки в МВП	Плоские форсунки в МВП	5.1 Подача через канавки и в МВП
Особенности геометрии заходной фаски	Заходная фаска шириной $0,6b_{вкл}$ («заходная» канавка)		Заходная фаска по всей ширине вкладыша		Маслораздаточные канавки во вкладышах	5.2 Подача только в МВП
Особенности геометрии вкладышей	Гладкие вкладыши				Канавки перепуска масла из маслораздаточных канавок (Kingsbury)	5.3 Подача только в канавки

Таблица 4. Рабочие характеристики подшипника с различными вариантами маслоподвода

	Вертикальная сила, кН	Массовый расход масла, кг/с	Максимальная полная температура, К (°С)	Максимальное полное давление, МПа	Средняя температура поверхности нижнего вкладыша, К (°С)
1	1,98	0,682	363,3 (90,3)	3,64	333,9 (60,9)
<b>2</b>	<b>2,35</b>	<b>0,61</b>	<b>358,1 (85,1)</b>	<b>3,95</b>	<b>331,3 (58,3)</b>
3	2,506	0,822	362,2 (89)	3,82	337,3 (64,3)
4	2,49	0,892	362,2 (89,2)	3,86	337,5 (64,5)
5.1	2,14	0,81	357,5 (84,5)	3,6	–
5.2	2,12	0,794	358,1 (85,1)	3,56	331,2 (58,2)
5.3	1,96	0,244	358,7 (85,7)	3,43	–

Выполнение заходной фаски во вкладыше позволяет повысить подъёмную силу подшипника (на 6...20%, случаи 1 – 3, 2 – 4) при увеличенном значении расхода масла (на 17% для случаев 1 – 3, на 32% для случаев 2 – 4) за счёт конструктивного «облегчения» входа масла из МВП в рабочий клин. Средняя температура на поверхности нижнего вкладыша для случая с заходной канавкой, выполненным на 0,6 ширины вкладыша (случаи 1 – 2) на 4...6°С меньше, чем для подшипника с заходными фасками, выполненными по всей ширине вкладышей. Этот эффект объясняется тем, что в случае заходной канавки масло принудительно направляется в рабочий зазор, не имея возможности уйти на слив через торцы, что возможно в случае широкой заходной фаски.

Варианты подшипника с перепуском масла в торцы подшипника (кроме случая с подводом масла только через МРК – 5.3) при большей конструктивной сложности обладают средними расходными характеристиками и минимальной подъёмной силой. Снижение подъёмной силы на 15% объясняется снижением давления в рабочем зазоре из-за перепуска части масла, которое должно было пойти в клин, в торцы подшипника.

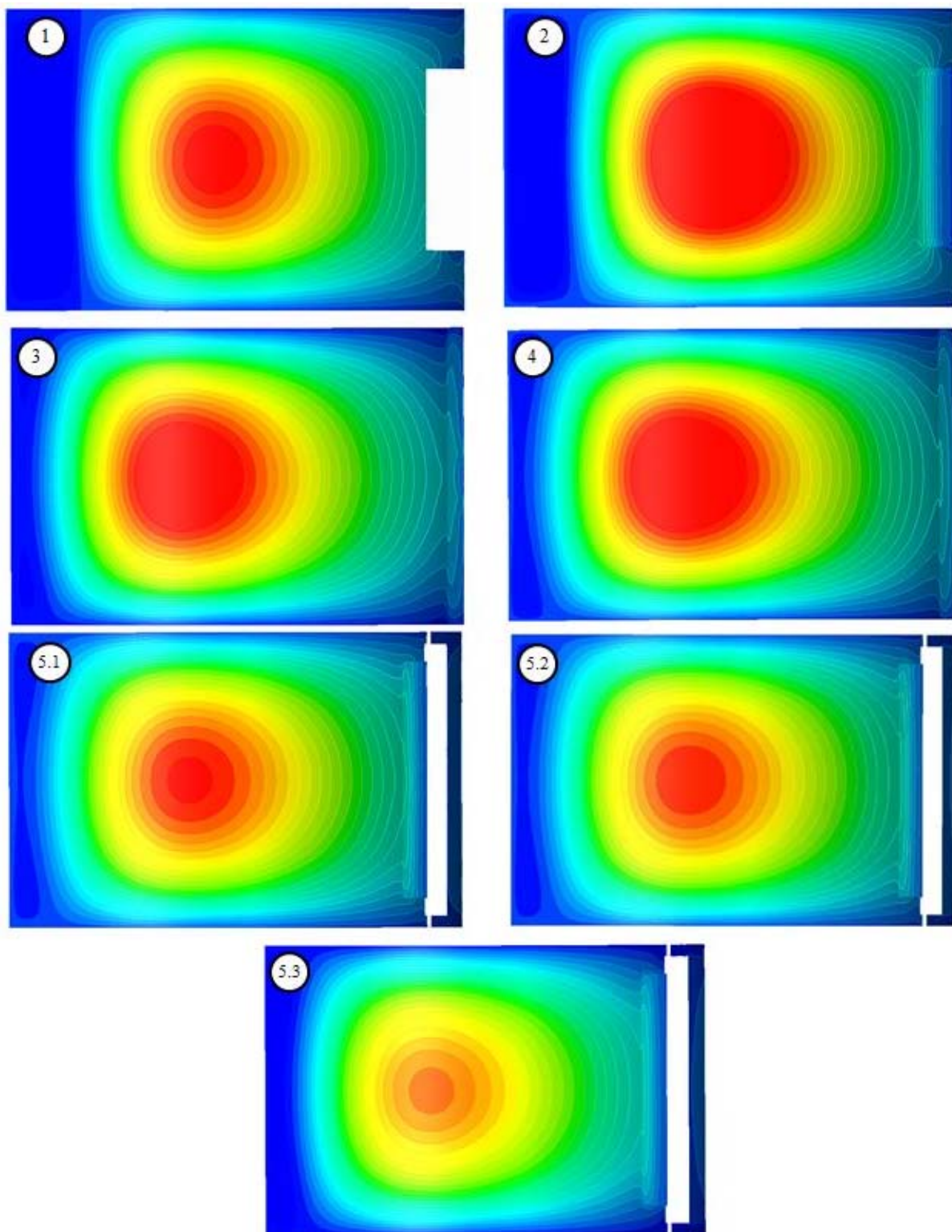


Рис. 7. Полное давление на поверхности вала в области нижнего вкладыша (шкала 0,1 – 2,0 МПа)

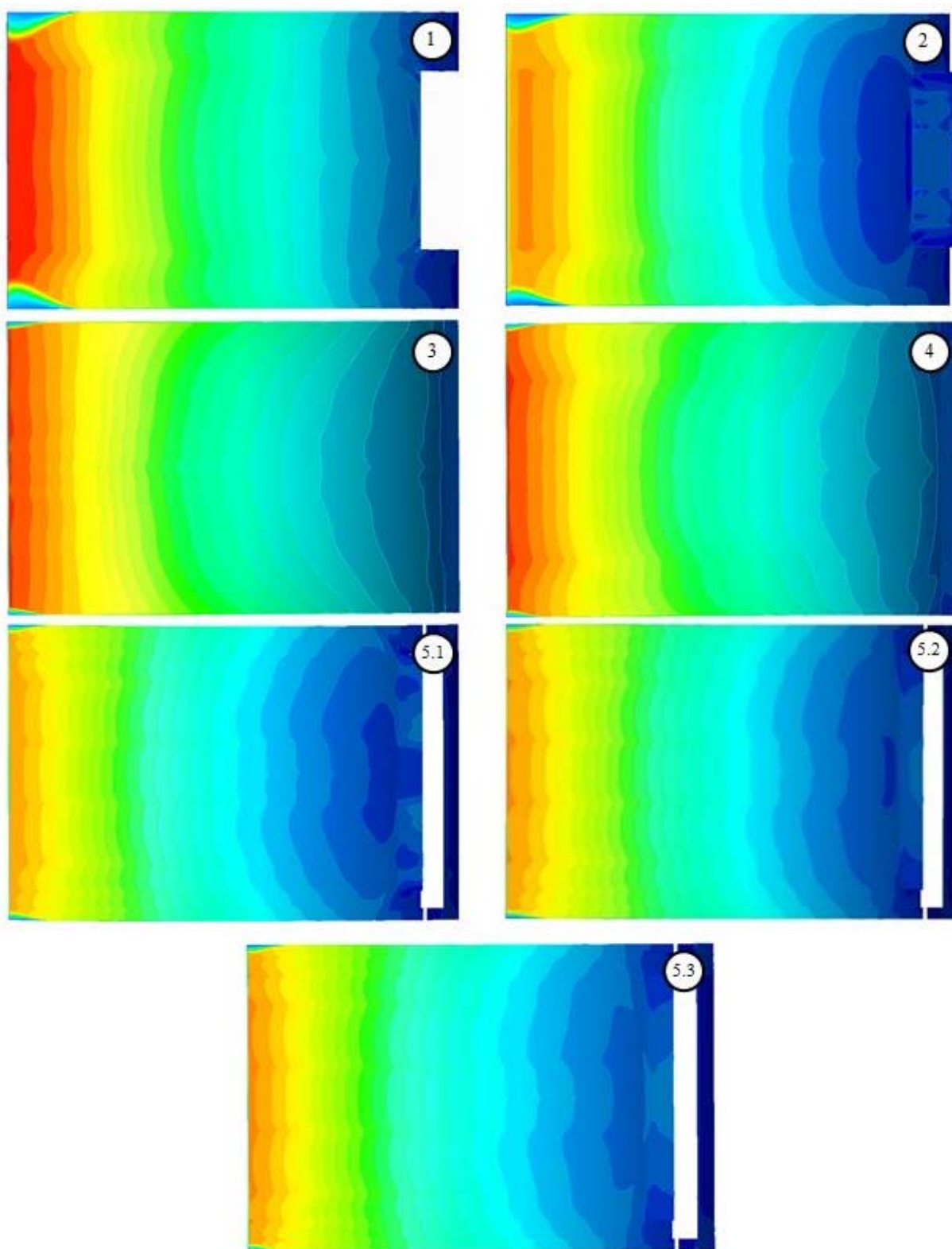


Рис. 8. Распределение температур по поверхности нижнего вкладыша для различных компоновок формы вкладышей (шкала 318 – 363 K)

### Исследование влияния расстояния от форсунки до поверхности вала на характеристики подшипника

Во второй части работы исследовалось влияние расстояния между форсунками в МВП и валом на характеристики подшипника с заходными фасками на вкладышах без МРК. Результаты представлены в табл. 5 и на рис. 9.

Таблица 5. Характеристики подшипника в зависимости от расстояния между форсункой и валом

Расстояние между валом и форсункой, мм	Z-сила на вал, кН	Полный расход, кг/с (л/мин)	Максимальное значение температуры, К (°С)	Максимальное значение полного давления, МПа	Среднее значение температуры на поверхности нижнего вкладыша, К (°С)
1	2,52	0,7 (50,0)	362,3 (89,3)	3,82	337,5 (64,5)
3	2,53	0,89 (63,6)	362,4 (89,4)	3,87	337,5 (64,5)
5	2,49	0,892 (63,7)	362,2 (89,2)	3,86	337,5 (64,5)
7	2,56	0,908 (64,9)	362,4 (89,4)	3,87	337,5 (64,5)
Для сравнения, характеристики подшипника с впрыском в МВП (случай 3)					
Случай 3	2,506	0,822 (58,7)	362 (89)	3,82	337,3 (64,3)

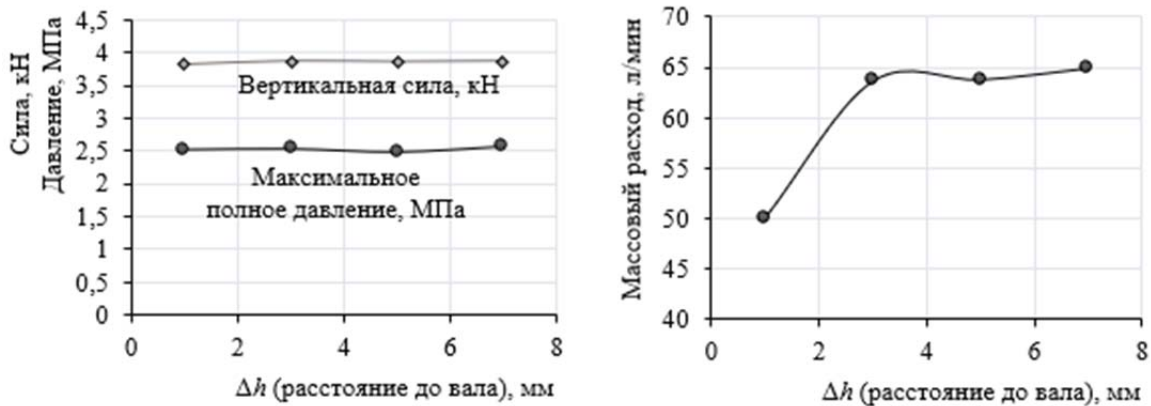


Рис. 9. Влияние расстояния между форсункой и валом на характеристики подшипника

Анализ полученных численных значений основных характеристик течения масла в подшипнике показывает отсутствие влияния расстояния между форсункой и поверхностью вала ( $\Delta h$ ) в диапазоне варьируемого параметра ( $\Delta h = 3 \dots 7$  мм). Кроме того, наличие форсунки, приближенной к валу на 3...7 мм, не вносит значительных изменений в характеристики течения по сравнению с конструкцией без форсунок (с подводом масла в МВП через отверстия). Это подтверждается отсутствием практической разницы между результатами расчёта моделей 3 и 4, приведёнными в первой части исследования, отличающихся только типом подвода масла в межвкладышное пространство (табл. 4). Для случая  $\Delta h = 1$  мм наблюдается незначительное снижение подъёмной силы в подшипнике, коррелирующее со снижением значений расхода масла и максимального давления в рабочем зазоре подшипника. Приближение форсунки к валу ограничивает расход масла, «запирает» подвод ввиду наличия жёсткой, вращающейся плёнки горячего масла на валу.

## **Заключение**

Анализ полученных результатов показал, что организация маслораздаточной канавки во вкладыше ведёт к «запиранию» рабочего зазора и выдавливанию подводимого масла обратно в маслосистему. Образование обратных вихрей в МРК делает невозможной работу подшипника как в гидродинамическом, так и в гидростатическом режиме с приемлемым для авиационного ГТД избыточным значением давления масла в маслосистеме и величиной массового расхода масла.

Варианты подшипника с подачей масла в пространство между вкладышами обладают лучшим тепловым состоянием и большей величиной подъёмной силы, кроме того, конструктивно они являются более простыми в исполнении.

Выполнение заходной канавки препятствует перетоку свежего масла в торцы подшипника. Наличие возможности перепуска масла в торцы подшипника по прототипу сегментных подшипников фирмы Kingsbury позволяет при том же значении суммарного расхода масла через подшипник снизить максимальную температуру в клине на 3...4,5 °С при условии выполнения МРК, но без подвода в неё масла и маслосистемы, что является решением со спорной выгодой. Сопутствующее снижение подъёмной силы в рассмотренной компоновке является следствием перепуска части масла в торцы подшипника. Таким образом, наиболее эффективной из рассмотренных компоновок подшипника является компоновка с гладкими вкладышами с заходными канавками, подводом масла простым впрыском в МВП.

За счёт оптимизации известной формы вкладышей и модернизации способа подвода масла к подшипнику возможно существенно снизить температуру в подшипнике. Дальнейший интерес представляют поиск и исследование новых конструктивных решений организации подвода масла, формы вкладышей, в том числе, за счёт расточки рабочей поверхности и текстурирования рабочих поверхностей.

## **Библиографический список**

1. Ножницкий Ю.А., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Гибридные подшипники качения для авиационных двигателей (обзор) // *Авиационные двигатели*. 2019. № 2 (3). С. 63-76. DOI: 10.54349/26586061\_2019\_2\_63
2. Gloeckner P., Rodway C. The evolution of reliability and efficiency of aerospace bearing systems // *Engineering*. 2017. V. 9, Iss. 11. P. 962-991. DOI: 10.4236/eng.2017.911058
3. Никифоров А.Н. Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстро-вращающихся роторов // *Вестник научно-технического развития*. 2010. № 3 (31). С. 31-53.
4. Santos I.F. On the future of controllable fluid film bearings // *Mecanique et Industries*. 2011. V. 12, Iss. 4. P. 275-281. DOI:10.1051/meca/2011016
5. Nelson D.V., Hollingsworth L.W. The fluid pivot journal bearing // *Journal of Tribology*. 1977. V. 99, Iss. 1. P. 122-127. DOI: 10.1115/1.3452958
6. Li M., Gu C., Pan X., Zheng S., Li Q. A new dynamic mesh algorithm for studying the 3D transient flow field of tilting pad journal bearings // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2016. V. 230, Iss. 12. P. 1470-1482. DOI: 10.1177/1350650116638610
7. Parovay E.F., Falaleev S.V. CFD analysis of a starved four-pad tilting-pad journal bearing with an elastic support of pads // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 302, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012010



8. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (12-17, October, 2003, Antalya, Turkey). 2003. P. 625-632.

## INFLUENCE OF PAD GEOMETRY AND METHOD OF OIL SUPPLY ON THE THERMAL STATE OF GTE ROTOR TILTING-PAD JOURNAL BEARING

© 2022

**E. F. Parovay** Senior Lecturer of the Department of Aircraft Engine Construction and Design, Research Assistant of the Engine Design Bureau; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [selena\\_pa@mail.ru](mailto:selena_pa@mail.ru)

High heat generation in the hydrodynamic wedge is one of the main factors limiting application of pad journal bearings as bearings for rotors of aircraft gas turbine engines. The goal of the research is to study the influence of the oil supply method on the bearing thermal state and to determine the design factors reducing the bearing temperature. The study was carried out with the use of bearings with diameters of 100...320 mm with different design of the oil supply: through oil dispensing grooves in the pads, through oil nozzles in the inter-pad space, using lead-in chamfers for the pads, with oil bypass channels. The tasks posed were solved by using volumetric geometric models with the tools of computational fluid dynamics in the ANSYS CFX package in which differential equations describing the model are solved by the finite element method. The patterns of temperature and pressure distribution over the surface of the lower, most loaded bearing pad were obtained for various options of oil supply and different geometry of bearing pads; values of the bearing load carrying capacity, maximum pressure in the working gap, the oil mass flow through the elements of the oil supply; dependences of the bearing static performance on the distance between the shaft and nozzles. Oil supply through oil dispensing grooves made in pads is a factor that negatively affects the bearing thermal state, which is associated with so-called "locking" of the working gap. It is shown that implementation of oil supply through the space between the pads is more efficient. The use of a lead-in chamfer with plain inserts simplifies oil supply to the working gap. The design solutions described make it possible to reduce the maximum oil temperature in the bearing by 3...6 degrees Celsius.

*CFD methods; pad; gas turbine engine; rotor support; journal bearing; performance; tilting-pad journal bearing; thermal state; heat generation; oil nozzle*

**Citation:** Parovay E.F. Influence of pad geometry and method of oil supply on the thermal state of GTE rotor tilting-pad journal bearing. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 80-92. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-80-92

### References

1. Nozhnitsky Yu.A., Petrov N.I., Lavrentyev Yu.L. Hybrid rolling bearings for aircraft engines (review). *Aviation Engines*. 2019. No. 2 (3). P. 63-76. (In Russ.). DOI: 10.54349/26586061\_2019\_2\_63
2. Gloeckner P., Rodway C. The evolution of reliability and efficiency of aerospace bearing systems. *Engineering*. 2017. V. 9, Iss. 11. P. 962-991. DOI: 10.4236/eng.2017.911058
3. Nikiforov A.N. Oscillations, dynamic stability and vibration damping problems of high-speed rotors. *Bulletin of Science and Technical Development*. 2010. No. 3 (31). P. 31-53. (In Russ.)
4. Santos I.F. On the future of controllable fluid film bearings. *Mecanique et Industries*. 2011. V. 12, Iss. 4. P. 275-281. DOI: 10.1051/meca/2011016
5. Nelson D.V., Hollingsworth L.W. The fluid pivot journal bearing. *Journal of Tribology*. 1977. V. 99, Iss. 1. P. 122-127. DOI: 10.1115/1.3452958

6. Li M., Gu C., Pan X., Zheng S., Li Q. A new dynamic mesh algorithm for studying the 3D transient flow field of tilting pad journal bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2016. V. 230, Iss. 12. P. 1470-1482. DOI: 10.1177/1350650116638610

7. Parovay E.F., Falaleev S.V. CFD analysis of a starved four-pad tilting-pad journal bearing with an elastic support of pads. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 302, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012010

8. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (12-17, October, 2003, Antalya, Turkey)*. 2003. P. 625-632.

## СОЗДАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПОЛУЧЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ В ДЕТАЛЯХ ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2022

**А. Ю. Рязанцев** кандидат технических наук, начальник отдела;  
Конструкторское бюро химавтоматики, г. Воронеж;  
доцент кафедры технологии машиностроения;  
Воронежский государственный технический университет;  
[ryazantsev86@rambler.ru](mailto:ryazantsev86@rambler.ru)

**С. С. Юхневич** кандидат технических наук, главный инженер;  
Конструкторское бюро химавтоматики, г. Воронеж;  
доцент кафедры технологии машиностроения;  
Воронежский государственный технический университет;  
[serge1975@yandex.ru](mailto:serge1975@yandex.ru)

**А. А. Широкожухова** заместитель начальника отдела;  
Конструкторское бюро химавтоматики, г. Воронеж;  
аспирант кафедры технологии машиностроения;  
Воронежский государственный технический университет;  
[anamyagkih@yandex.ru](mailto:anamyagkih@yandex.ru)

Рассмотрены области применения различных методов обработки при перфорировании отверстий в деталях с непрогнозируемой флуктуацией поверхности. Показаны наиболее эффективные способы получения отверстий в деталях высокочастотного ионного двигателя. Проведены исследования технологий изготовления отверстий при использовании различных способов обработки. Рассмотрены качественные связи между геометрическими размерами сферической заготовки, перфорированной с использованием механического метода, и качеством поверхностного слоя изделия. Выполнен анализ современных методов обработки, а также представлены перспективные технологии получения отверстий в деталях с переменным профилем. Обоснована необходимость применения наукоёмких технологий при перфорировании отверстий в деталях высокочастотного ионного двигателя. Полученные результаты позволяют существенно расширить технологические возможности производства, а также значительно улучшить технические характеристики изделий спецтехники в машиностроении.

*Жидкостной ракетный двигатель; эмиссионный электрод; ионный двигатель; перфорация; сверление; сверло*

---

**Цитирование:** Рязанцев А.Ю., Юхневич С.С., Широкожухова А.А. Создание перспективных технологий получения отверстий в деталях высокочастотного ионного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 93-99. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-93-99

На сегодняшний день в качестве маршевых двигателей для космических аппаратов основное распространение получили химические ракетные двигатели. Однако требуемое большое количество топлива и предел энергетических возможностей, а также практически достигнутый потолок по коэффициенту полезного действия для двигателей ограничивают использование подобного типа двигателей околоземными полётами [1].

В основном жидкостные ракетные двигатели применяют в космических кораблях, баллистических ракетах дальнего действия, зенитно-управляемых установках, а также метеорологических ракетах. Современная двигательная установка с жидкостным ракетным двигателем представляет собой сложную систему, работа узлов и агрегатов которой взаимосвязана.

Для выполнения полётов в дальний космос, коррекции и стабилизации рабочей орбиты спутников, в том числе перевода с низких на высокие орбиты, разрабатываются перспективные ионные двигатели. Рабочей средой ионного двигателя, чаще всего, является ксенон или ртуть. Реактивная тяга создаётся благодаря ионизации и разгону частиц в электрическом поле газа [2]. Основным преимуществом ионного двигателя является малый расход рабочего тела, за счёт чего существенно увеличивается продолжительность его работы.

Высокочастотный ионный двигатель является технически и особенно технологически сложным изделием, освоение производства которого требует решения вопросов, связанных с прецизионной обработкой и сборкой ионно-оптической системы, газоразрядной камеры, вопросов эффективной передачи энергии от блока генератора высокой частоты в плазму, обеспечения устойчивости электродов, представляющих собой, по сути, мембранные конструкции и т.д.

Ионно-оптическая система является технологически и конструктивно наиболее сложным элементом высокочастотного ионного двигателя. Эмиссионный и ускоряющие электроды являются одними из составных частей ионно-оптической системы. В двигателе они представляют собой тонкостенные перфорированные титановые детали сферической формы. В соответствии с требованиями документации в конструкции электродов предусмотрены более 9000 гексагонально расположенных отверстий диаметром 3,9 и 2,5 мм соответственно, с допуском на расположение 0,1 мм. Оси отверстий расположены по нормали к сферической поверхности.

Для качественного изготовления электродов потребовалась разработка и внедрение эффективных технологических процессов, обеспечивающих требуемые эксплуатационные свойства изделия. При этом была выявлена необходимость в разработке специальных средств технологического оснащения (приспособления, инструмент и т.д.) и технологии.

С целью определения оптимального способа формообразования массива гексагонально расположенных отверстий в заготовке сферической формы выполнен анализ научных трудов, а также изучен опыт машиностроительных предприятий по выполнению аналогичных работ. В качестве возможных были рассмотрены электроэрозионный, лазерный, ионно-пучковой, механический и другие способы перфорирования отверстий [3 – 5].

В результате проведённого анализа установлено, что лучевые методы обработки (электронно-лучевой, лазерный) применяются для перфорации отверстий в листовых заготовках. Важными преимуществами данных видов обработки являются отсутствие износа инструмента и высокая производительность. Основным недостатком рассматриваемых методов является необходимость дорогостоящей и трудоёмкой технологической подготовки производства. Для размерной обработки электронно-лучевым способом изготавливают специальные установки. Также существенным минусом является выброс расплавленного материала при обработке, который оседает на поверхностях заготовки, что может сказаться на качестве изготовленного изделия [6]. Известен способ получения отверстий при помощи электроэрозионной прошивки. Существенными недостатками метода являются невысокая производительность (по сравнению с другими рассматриваемыми способами) и износ электрод-инструмента в процессе обработки.

Механический способ получения каналов является одним из самых распространённых в машиностроении, так как не требует специального оборудования и изготовления дорогостоящих средств технологического оснащения [7]. В этом случае уменьшается время изготовления деталей, обеспечивается гибкость производственных процессов, что особенно важно в современной технике при освоении новых изделий [8].

Анализ существующих методов перфорации отверстий позволяет сделать вывод о том, что наиболее экономически выгодным вариантом получения отверстий является применение механической обработки для прошивки отверстий в деталях перспективных изделий авиационной и космической техники.

В связи с тем, что отверстия в электродах высокочастотного ионного двигателя расположены по нормали к сферической поверхности, в качестве оборудования для получения гексагонально расположенных отверстий использовался станок серии DMU-80. Основным преимуществом данного типа оборудования является использование пяти рабочих координат, при этом диаметр рабочего стола станка составляет 900 мм. Станок обладает одной из лучших в мире высокоуровневой системой числового программного управления Sinumerik 840D, за счёт этого появляются дополнительные возможности при разработке нестандартных управляющих программ. Общий вид станка представлен на рис. 1.

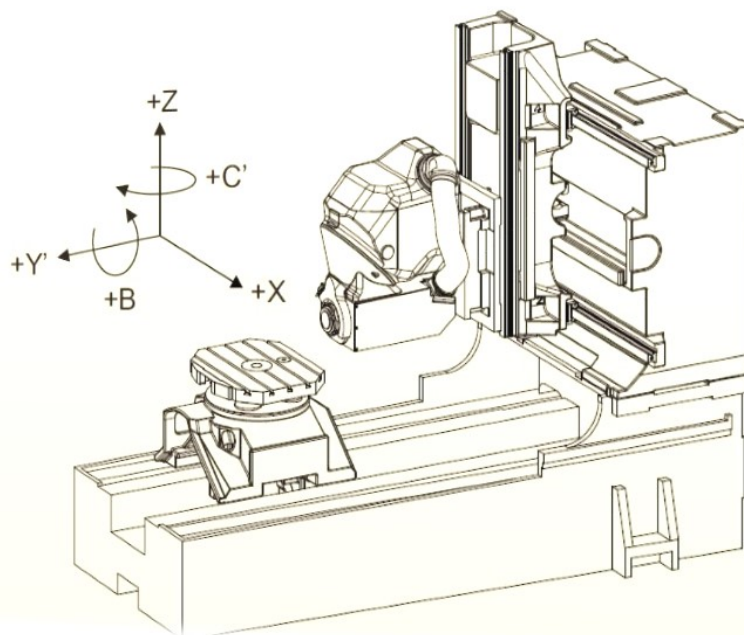


Рис.1. Компоновка станка DMU-80 P duoBLOCK

Выбор режимов механической обработки производился экспериментальным путём с учётом опыта обработки материалов из титановых сплавов на других машиностроительных предприятиях. При этом особое внимание уделялось материалу заготовки, инструменту и возможностям оборудования.

Искажение профиля сферической поверхности заготовки детали от номинального расположения может привести к недостаточной глубине сверления. Поэтому для перфорирования гексагонально расположенных отверстий на сферических поверхностях в заготовках из листового материала был разработан специальный способ аппроксимации отверстий. Способ свёртки гексагонально расположенных отверстий на сферу заключается в преобразовании декартовых координат точек на плоскости в полярные координаты [9; 10].

С целью определения геометрических размеров режущего инструмента были выполнены испытания свёрл различных производителей. На рис. 2 представлен общий вид рабочей зоны станка при получении отверстий.

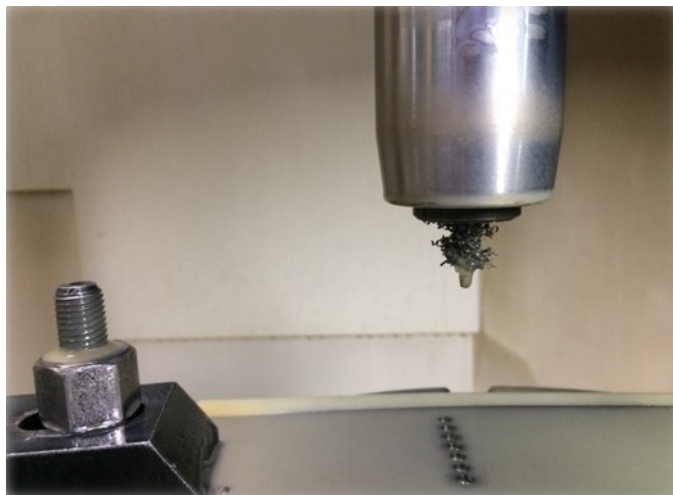


Рис. 2. Общий вид зоны обработки при получении отверстий

Для выполнения перфорирования отверстий было выбрано специальное сверло фирмы Iscar из серии SCDT 025-009-060-M3 с покрытием. Сверление производилось с применением смазывающей охлаждающей жидкости на следующих режимах резания:

- скорость резания 12,5 м/мин;
- частота вращения 1200 об/мин;
- рабочая подача 48 мм/мин (0,04 мм/об).

Для исключения биения инструмента и вибраций при обработке инструмент крепился в патрон с гидропластовым зажимом. На рис. 3 представлен эскиз специального комбинированного сверла с покрытием.

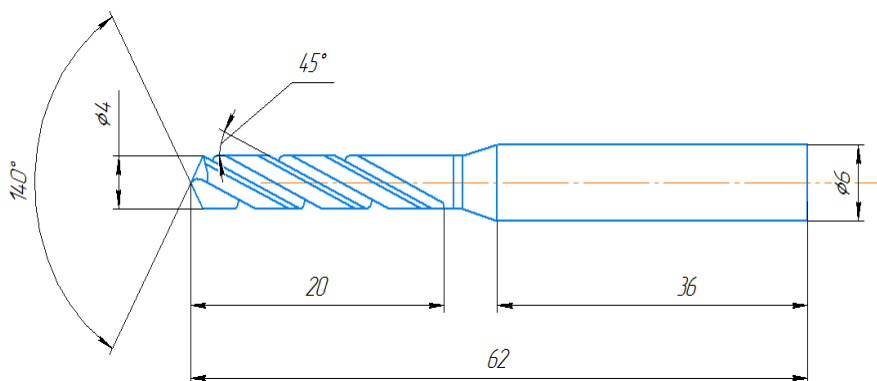


Рис. 3. Эскиз режущего инструмента – сверла фирмы Iscar

Формообразование отверстий производилось сверлением за несколько переходов с дифференцированием режимов резания. В процессе обработки с целью определения отклонения поверхности заготовки электрода от номинального расположения производился обмер детали на станке инфракрасным щупом Renishaw. Это позволило автоматически вычислять отклонения для любой точки поверхности и корректировать программу обработки. Для улучшения качества обработанных поверхностей после сверления каждого отверстия производилось удаление стружки из рабочей зоны обработки.

На рис. 4 изображён общий вид отверстий эмиссионного электрода ионно-оптической установки высокочастотного ионного двигателя.



Рис. 4. Общий вид отверстий эмиссионного электрода

В рамках выполненной работы были поставлены и решены следующие задачи:

- разработан и внедрён в производство метод аппроксимации гексагонально расположенных отверстий на сферу;
- разработана и внедрена перспективная технология получения большого количества соосных отверстий различного диаметра в деталях, имеющих отклонения от идеальной формы;
- при обработке заготовок обеспечена стабильность диаметров отверстий и размеров перемычек между ними в процессе обработки;
- обеспечено отсутствие заусенцев на кромках отверстий.

Таким образом, для перфорации отверстий опытных изделий аэрокосмической отрасли наиболее перспективным видом обработки является механический метод, дающий возможность обеспечить необходимые конструкторские требования к детали, такие как масса, габариты, точность позиционирования и качество поверхности. Существенными плюсами использования механической обработки является то, что отсутствует влияние на физико-химический состав обрабатываемых материалов, не требуются затраты на изготовление средств технологического оснащения, а также приобретение дорогостоящего оборудования. По результатам проведённых работ подтверждена возможность использования механической размерной обработки для перфорации отверстий в деталях и сборочных единицах сложной геометрической формы.

#### Библиографический список

1. Моргунов Ю.А., Панов Д.В., Саушкин Б.П., Саушкин С.Б. Научноёмкие технологии машиностроительного производства: физико-химические методы и технологии: учеб. пособие. М.: Издательство «Форум», 2013. 928 с.
2. Воробей В.В., Логинов В.Е. Технология производства жидкостных ракетных двигателей: учебник. М.: Изд-во МАИ, 2001. 496 с.
3. Любимов В.В., Сундуков В.К. Современные способы электрофизико-химической обработки микро- и макрообъектов // Современные научноёмкие технологии. 2004. № 1. С. 77-79.
4. Smolentsev E.V., Kadyrmetov A.M., Kondratyev M.V. Optimization of process of application plasma hardening coating // MATEC Web of Conferences. 2018. V. 224. DOI: 10.1051/matecconf/201822403009
5. Смоленцев В.П., Юхневич С.С., Мозгалин В.Л. Комбинированная обработка прессованных материалов // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2017. Т. 13, № 2. С. 128-131.

6. Smolentsev E.V., Fedonin O.N., Smolentsev V.P. Surface profiling in mating parts by combined nonabrasive finishing // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2017. V. 177, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/177/1/012132

7. Рязанцев А.Ю., Смоленцев Е.В., Грицок В.Г., Широкожухова А.А. Обеспечение качества поверхностного слоя деталей при изготовлении отверстий в фильтрах ракетных двигателей // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2019. Т. 15, № 5. С. 111-116. DOI: 10.25987/VSTU.2019.15.5.015

8. Taylor E.J., Inman M. Electrochemical surface finishing // Electrochemical Society Interface. 2014. V. 23, Iss. 3. P. 57-61. DOI: 10.1149/2.F05143if

9. Ryazantsev A., Yukhnevich S., Visotskiy V. Development and implementation of hole punching technology on spherical surfaces // Materials Today: Proceedings. 2021. V. 38. P. 1940-1942. DOI: 10.1016/j.matpr.2020.09.083

10. Smolentsev V.P., Boldyrev A.I., Smolentsev E.V., Boldyrev A.A., Mozgalin V.L. Production of transitional diffused layers by electrospark coating // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. V. 327, Iss. 4. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042015

## CREATION OF PROMISING TECHNOLOGIES FOR PRODUCING HOLES IN PARTS OF A HIGH-FREQUENCY ION ENGINE

© 2022

**A. Yu. Ryazantsev** Candidate of Science (Engineering), Department Head;  
JSC Design Bureau of Chemical Automation, Voronezh, Russian Federation;  
Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology;  
Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation;  
[ryazantsev86@rambler.ru](mailto:ryazantsev86@rambler.ru)

**S. S. Yukhnevich** Candidate of Science (Engineering), Chief Engineer;  
JSC Design Bureau of Chemical Automation, Voronezh, Russian Federation;  
Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology;  
Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation;  
[serge1975@yandex.ru](mailto:serge1975@yandex.ru)

**A. A. Shirokozuhova** Deputy Head of Department;  
JSC Design Bureau of Chemical Automation, Voronezh, Russian Federation;  
Post-Graduate Student;  
Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation;  
[anamyagkih@yandex.ru](mailto:anamyagkih@yandex.ru)

The article considers application areas of various machining methods for perforating holes in parts with unpredictable surface fluctuations. The most effective methods of obtaining holes in parts of a high-frequency ion engine are shown. Studies of perforation technologies using various machining methods have been carried out. Qualitative relations between the geometric dimensions of a spherical billet perforated using a mechanical method, and the quality of the product surface layer are considered. An analysis of modern machining methods is carried out; promising technologies for obtaining holes in parts with a variable profile are presented. The necessity of using high-tech technologies for perforation in high-frequency ion engine parts is justified. The results obtained allow us to significantly expand the production technological capabilities, as well as significantly improve the technical characteristics of special equipment products in mechanical engineering.

*Liquid-propellant rocket engine; emission electrode; ion engine; perforation; drilling; drill*

---

**Citation:** Ryazantsev A.Yu., Yukhnevich S.S., Shirokozuhova A.A. Creation of promising technologies for producing holes in parts of a high-frequency ion engine. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 93-99. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-93-99



## References

1. Morgunov Yu.A., Panov D.V., Saushkin B.P., Saushkin S.B. *Naukoemkie tekhnologii mashinostroitel'nogo proizvodstva: fiziko-khimicheskie metody i tekhnologii* [High technology engineering production: Physicochemical methods and technologies: tutorial]. Moscow: Forum Publ., 2013. 928 p.
2. Vorobey V.V., Loginov V.E. *Tekhnologiya proizvodstva zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Liquid rocket engine production technology]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 2001. 496 p.
3. Lyubimov V.V., Sundukov V.K. Modern methods of electrophysico-chemical processing of micro- and macroobjects. *Modern High Technologies*. 2004. No. 1. P. 77-79. (In Russ.)
4. Smolentsev E.V., Kadyrmetov A.M., Kondratyev M.V. Optimization of process of application plasma hardening coating. *MATEC Web of Conferences*. 2018. V. 224. DOI: 10.1051/mateconf/201822403009
5. Smolentsev V.P., Yukhnevich S.S., Mozgalin V.L. The combined processing of extruded materials. *The Bulletin of Voronezh State Technical University*. 2017. V. 13, no. 2. P. 128-131. (In Russ.)
6. Smolentsev E.V., Fedonin O.N., Smolentsev V.P. Surface profiling in mating parts by combined nonabrasive finishing. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. V. 177, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/177/1/012132
7. Ryazantsev A.Yu., Smolentsev E.V., Gritsyuk V.G., Shirokzhukhova A.A. Quality assurance of the part surface layer when drilling holes in the rocket engines filters. *Bulletin of the Voronezh State Technical University*. 2019. V. 15, no. 5. P. 111-116. (In Russ.). DOI: 10.25987/VSTU.2019.15.5.015
8. Taylor E.J., Inman M. Electrochemical surface finishing. *Electrochemical Society Interface*. 2014. V. 23, Iss. 3. P. 57-61. DOI: 10.1149/2.F05143if
9. Ryazantsev A., Yukhnevich S., Visotskiy V. Development and implementation of hole punching technology on spherical surfaces. *Materials Today: Proceedings*. 2021. V. 38. P. 1940-1942. DOI: 10.1016/j.matpr.2020.09.083
10. Smolentsev V.P., Boldyrev A.I., Smolentsev E.V., Boldyrev A.A., Mozgalin V.L. Production of transitional diffused layers by electrospark coating. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 327, Iss. 4. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042015

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ И ОСЕВЫХ ЗАЗОРОВ В ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ, СМАЗЫВАЕМЫХ МАЛОВЯЗКИМИ ЖИДКОСТЯМИ

© 2022

**Б. М. Силаев** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [okm@ssau.ru](mailto:okm@ssau.ru)

**И. С. Барманов** кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [isbarmanov@mail.ru](mailto:isbarmanov@mail.ru)

Детали подшипников качения, смазываемые маловязкими жидкостями, подвержены интенсивному изнашиванию рабочих поверхностей. Долговечность подшипника в этих условиях зависит от интенсивности изнашивания поверхностей трения. Поэтому актуально установить взаимосвязь между интенсивностью изнашивания, изменением зазоров и продолжительностью работы. В статье представлены результаты испытаний на износ шариковых подшипников качения. После испытаний проводились замеры радиальных и осевых зазоров, анализировались их изменения и продолжительность работы. Рассчитаны интенсивности изнашивания подшипников по величинам изменения радиального и осевого зазоров. Построены зависимости интенсивности изнашивания подшипника по осевому и радиальному зазорам от приведенной (эквивалентной) нагрузки. Зависимости аппроксимированы линейной функцией с достоверностью не менее 0,98. Полученные аналитические выражения позволяют проводить экспресс-расчёты по изменению зазоров в подшипнике, что позволит сделать прогнозы по продолжительности работы подшипника с учётом износа рабочих поверхностей в заданных условиях, обеспечив при этом правильное функционирование опорного узла.

*Шариковый подшипник; приведённая нагрузка; маловязкие жидкости; износ; радиальный зазор; осевой зазор; интенсивность изнашивания*

---

**Цитирование:** Силаев Б.М., Барманов И.С. Прогнозирование изменения радиальных и осевых зазоров в шариковых подшипниках качения, смазываемых маловязкими жидкостями // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 100-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108

Подшипники качения (ПК), смазываемые жидкостями с малой вязкостью (криогенные компоненты топлива, керосин, вода и др.), подвержены интенсивному коррозионно-механическому изнашиванию рабочих поверхностей трения. Продолжительность работы ПК в этих условиях главным образом будет зависеть от интенсивности изнашивания рабочих поверхностей трения.

В настоящее время данным вопросам посвящены работы, связанные с влиянием различных факторов на износ подшипников, с методами и методиками расчёта ресурса и изменения параметров подшипника и т.д. В работе [1] показано значительное влияние геометрических параметров на характеристики и ресурс ПК. В работе [2] представлены решения контактных задач с учётом износа, что особенно важно при определении долговечности. Законы, описывающие процессы изнашивания тел на основе трибоиспытаний, представлены в работе [3]. Подобные закономерности протекания процессов трения повышают достоверность расчёта ресурса ПК. В работе [4] представлено испытательное оборудование для триботехнических исследований в широком спектре эксплуатационных воздействий. Это позволяет совершенствовать методы и средства

оценки трибопараметров и моделировать процессы, характерные для условий эксплуатации машин. В работе [5] показано влияние увеличения радиального зазора вследствие изнашивания поверхностей трения в ПК на работоспособность техники. В данной статье приводится анализ причин, снижающих долговечность узла, установлена физическая сущность процессов, вызывающих отказ, и выявлены закономерности развития этих процессов. В работе [6] описывается взаимодействие тел качения и колец в шариковых ПК в присутствии смазочного материала. Рассматривается процесс образования модифицированного слоя и влияние на интенсивность изнашивания деталей ПК. Влияние износа на работоспособность опор качения показано в работе [7].

Много работ посвящено исследованиям по разработке математических моделей, методов и методик расчёта ПК на износ, на долговечность с учётом изнашивания поверхностей и т.д. В работе [8] представлен метод расчёта высокоскоростной опоры качения авиационного двигателя с учётом изнашивания. В [9] предлагается закон изнашивания для контактных давлений и скорости скольжения с учётом свойств смазочных и конструкционных материалов. На основе решения обратных износосеконтактных задач были получены расчётные формулы для определения параметров закона изнашивания. Полученные в результате модели изнашивания позволяют количественно прогнозировать и оптимизировать износостойкость различных узлов трения.

В работе [10] на основе экспериментальных данных износа тел качения разработана методика определения долговечности ПК с учётом их износа. Показано, что износ тел качения снижает долговечность подшипников. В работах [11 – 13] обоснованы методы расчёта ресурса работы радиального шарикоподшипника по предельно допустимому износу. Математическая модель учитывает распределение внешней нагрузки по телам качения с учётом износа колец ПК, напряженно-деформированное состояние и кинематику. Это позволяет прогнозировать форму изнашиваемых поверхностей жёлобов колец. В работах [14; 15] проводятся расчёты и практические испытания подшипника, которые подтвердили эффективность предложенного метода расчёта упорных подшипников качения на износ. Предлагается обобщенное решение контактной задачи о взаимодействии шара и плоскости при износе плоскости.

Актуально установить взаимосвязь между износом ПК, интенсивностью изнашивания и продолжительностью работы подшипника в условиях эксплуатации. Следует отметить, что представленные в указанных работах математические модели и методики (методы) расчётов основаны на глубоких научных исследованиях, что, в свою очередь, может вызвать определённые затруднения при выполнении расчётов ПК на износ в связи с необходимостью учёта многих параметров и сложных вычислительных операций. Поэтому актуальными остаются исследования по прогнозированию износа ПК, работающих в среде маловязких жидкостей. Для подобных условий работы важно иметь методики, позволяющие проводить оценочные расчёты по изменению радиальных и осевых зазоров в зависимости от эксплуатационных параметров, что позволит оценить продолжительность работы с учётом интенсивного изнашивания поверхностей трения вследствие низкой смазывающей способности маловязких жидкостей.

В данной работе представлены результаты испытаний подшипников качения на износ, которые проводились на стендовой машине трения [16]. Испытаниям подвергались шариковые подшипники 8A207Ю7, работающие в условиях циркуляционной смазки водой. После проведения испытаний проводились замеры радиальных и осевых зазоров в подшипниках, анализировались их изменения в зависимости от условий работы (частота вращения  $n$ , осевая нагрузка  $F_a$ , радиальная нагрузка  $F_r$  и продолжительности работы  $T$ ).

Изменение радиальных и осевых зазоров в подшипниках соответственно определялось по следующим выражениям:

$$\Delta S_r = S_r - S_{r0};$$

$$\Delta S_a = S_a - S_{a0},$$

где  $S_r$  – радиальный зазор после испытаний подшипников, мкм;  $S_{r0}$  – радиальный зазор до испытаний подшипников, мкм;  $S_a$  – осевой зазор после испытаний подшипников, мкм;  $S_{a0}$  – осевой зазор до испытаний подшипников, мкм.

Исходные данные и результаты исследований приведены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные и результаты замеров зазоров в подшипниках

№ ПК	$n$ , об/мин	$F_r$ , Н	$F_a$ , Н	$T$ , мин	$S_{r0}$ , мкм	$S_r$ , мкм	$\Delta S_r$ , мкм	$S_{a0}$ , мкм	$S_a$ , мкм	$\Delta S_a$ , мкм	
1	20000	1500	1700	150	46,5	52	5,5	250	293	43	
2		3000	4000	44	44	48,5	4,5	240	273	33	
3		5000	5600	26	48	51	3	253	296	43	
4				51	42,5	44	1,5	220	260	40	
5				21	43	48	5	260	290	30	
6				37	42,5	75	32,5	230	380	150	
7				15000	23	44	50	6	245	290	45
8				25000	20	43	45	2	236	242	6

Радиальная  $I_{hr}$  и осевая  $I_{ha}$  интенсивности изнашивания рабочих поверхностей подшипников по изменению радиального и осевого зазоров определялись по следующим формулам:

$$I_{hr} = \frac{\Delta S_r}{S_f} = \frac{S_r - S_{r0}}{S_f};$$

$$I_{ha} = \frac{\Delta S_a}{S_f} = \frac{S_a - S_{a0}}{S_f},$$

где  $S_f$  – путь трения, мкм.

Путь трения для подшипника в целом был рассчитан по формуле:

$$S_f = 1000\pi d_0 n T,$$

где  $d_0$  – средний диаметр подшипника, мм.

Учитывая средний диаметр для подшипников 8А207Ю7  $d_0 = 53,5$  мм, получим:  $S_f = 1000\pi d_0 n T = 1000 \cdot 3,141 \cdot 53,5 n T = 168000 n T$ , мкм. Интенсивности изнашивания получим в виде:

$$I_{hr} = \frac{S_r - S_{r0}}{168000 n T};$$

$$I_{ha} = \frac{S_a - S_{a0}}{168000 n T}.$$

Результаты расчёта интенсивности изнашивания по изменению радиальных и осевых зазоров представлены в табл. 2. На рис. 1, 2 представлены гистограммы интен-

сивности изнашивания для исследуемых подшипников. На рис. 3, 4 представлены интенсивности изнашивания для подшипников № 3-8, для которых исследования проводились при одинаковых нагрузках и частотах вращения. Далее эти данные были обработаны с учётом разброса полученных значений интенсивности изнашивания. Для подшипников № 3-8 были рассчитаны средние значения (табл. 2). При этом сильно отличающиеся значения интенсивности изнашивания для подшипника № 6 в расчётах не учитывались.

Таблица 2. Результаты расчёта интенсивности изнашивания по изменению радиальных и осевых зазоров

№ ПК	$\frac{F_a}{C_0}$	$Y$	$e$	$\frac{F_a}{F_r}$	$P, Н$	$S_f, 10^{10}$ мкм	$I_{hr}, 10^{-10}$	$I_{ha}, 10^{-10}$	$\bar{I}_{hr}, 10^{-10}$	$\bar{I}_{ha}, 10^{-10}$
1	0,1	1,5	0,29	1,13	3390	50,400	0,109	0,853	0,109	0,853
2	0,25	1,2	0,37	1,33	6480	14,784	0,304	2,232	0,304	2,232
3	0,35	1,1	0,4	1,12	8960	8,736	0,343	4,922	0,482	3,997
4						17,136	0,087	2,334		
5						7,056	0,708	4,251		
6						12,432	2,614	12,065		
7						5,796	1,035	7,763		
8						8,400	0,238	0,714		

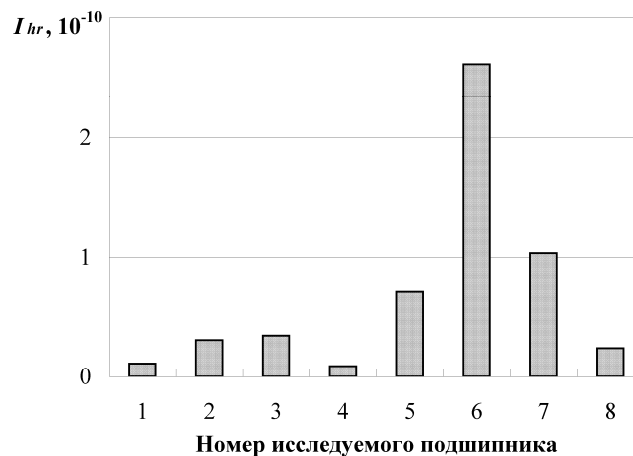


Рис. 1. Гистограмма радиальной интенсивности изнашивания подшипников

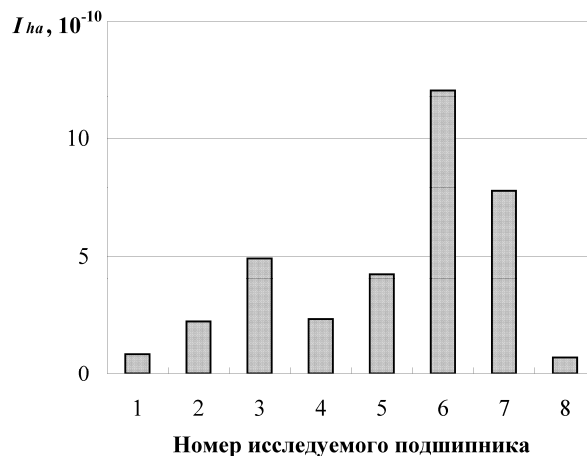


Рис. 2. Гистограмма осевой интенсивности изнашивания подшипников

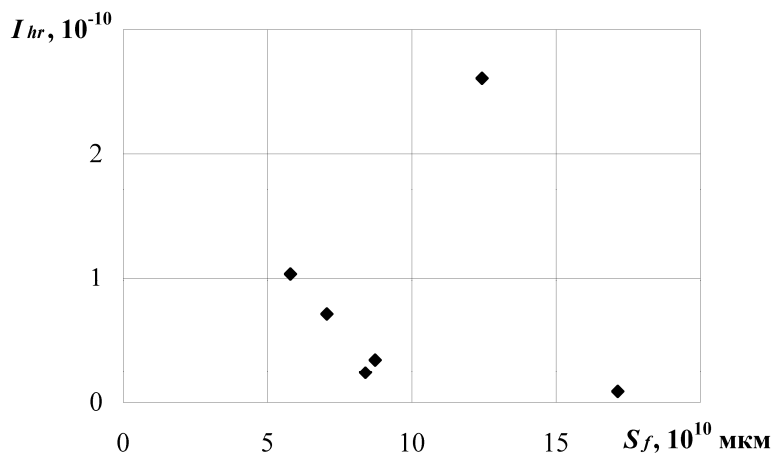


Рис. 3. Зависимость радиальной интенсивности изнашивания от пути трения

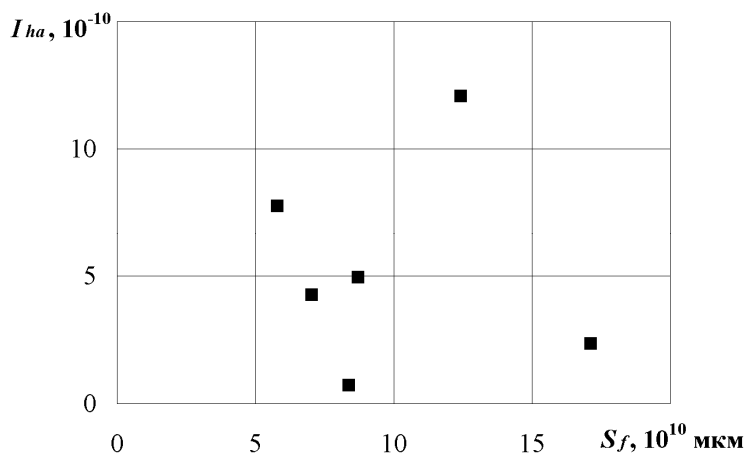


Рис. 4. Зависимость осевой интенсивности изнашивания от пути трения

Согласно [17] были определены коэффициент осевого нагружения  $e$  и коэффициент приведения осевой нагрузки в зависимости от соотношения  $\frac{F_a}{C_0}$ . Статическая грузоподъёмность для ПК 8A207Ю7 составляет  $C_0 = 15800$  Н [17]. Поскольку для всех подшипников выполнялось условие  $\frac{F_a}{F_r} > e$ , то приведённая (эквивалентная) нагрузка рассчитывалась по формуле [17]:

$$P = 0,56F_r + YF_a.$$

Далее для подшипников № 3-8 (за исключением № 6) была рассчитана средняя интенсивность изнашивания (табл. 2):

$$\bar{I}_{hr} = \frac{\sum_{i=1}^n I_{hr}}{n};$$

$$\bar{I}_{ha} = \frac{\sum_1^n I_{ha}}{n}.$$

На рис. 5 представлены графики зависимостей средних интенсивностей изнашивания от приведенной нагрузки.

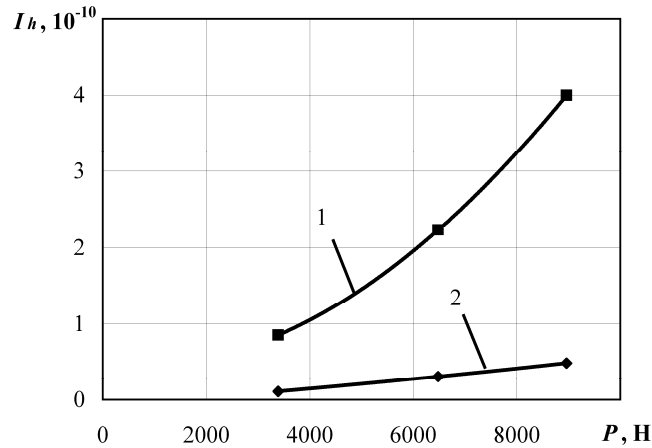


Рис. 5. Графики зависимости интенсивности изнашивания от приведённой нагрузки:  
1 – осевая; 2 – радиальная

Из рис. 5 видно, что интенсивности изнашивания имеют нелинейные зависимости, причём радиальная имеет менее выраженную кривизну и близка к линейной зависимости. С увеличением эквивалентной нагрузки интенсивность изнашивания рабочих поверхностей подшипника увеличивается. Данные зависимости интенсивностей изнашивания по изменению осевого и радиального зазора были аппроксимированы квадратичной функцией с достоверностью аппроксимации  $R^2 = 1$ :

$$I_{ha} = f_a(P) = 5 \cdot 10^{-18} P^2 - 2 \cdot 10^{-15} P + 0,387 \cdot 10^{-10},$$

$$I_{hr} = f_r(P) = 2 \cdot 10^{-19} P^2 - 5 \cdot 10^{-15} P + 0,071 \cdot 10^{-10}.$$

Для упрощения вычислений зависимости интенсивностей изнашивания по изменению осевого и радиального зазора были аппроксимированы линейной функцией с достоверностью аппроксимации  $R^2 = 0,982$  и  $R^2 = 0,998$  соответственно, что не вносит существенной погрешности вычислений:

$$I_{ha} = 6 \cdot 10^{-14} P - 1,152 \cdot 10^{-10},$$

$$I_{hr} = 7 \cdot 10^{-15} P - 0,121 \cdot 10^{-10}.$$

С учётом полученных зависимостей далее найдём выражения для расчёта прогнозных величин изменения осевых и радиальных зазоров для подшипников 8А207Ю7:

$$\Delta S_a = I_{ha} S_f = (6 \cdot 10^{-14} P - 1,152 \cdot 10^{-10}) 168000 n T = (1,008 \cdot 10^{-8} P - 0,193 \cdot 10^{-4}) n T;$$

$$\Delta S_r = I_{hr} S_f = (7 \cdot 10^{-15} P - 0,121 \cdot 10^{-10}) 168000 n T = (1,176 \cdot 10^{-9} P - 0,02 \cdot 10^{-4}) n T.$$

Полученные аналитические выражения позволяют проводить расчёты величины износа исследуемых подшипников по параметрам эксплуатации (действующие нагрузки, частота вращения, продолжительность работы). Результаты данной работы могут быть полезны для расчётной экспресс-оценки величин износа подшипника и изменения радиальных и осевых зазоров. Это позволит сделать прогнозы по продолжительности работы подшипника в заданных условиях, обеспечив при этом правильное функционирование опорного узла, не допуская предельного износа подшипников.

### **Библиографический список**

1. Королев А.А., Королев А.В. Влияние геометрических параметров рабочих поверхностей шарикоподшипника на его работоспособность // Трение и износ. 2015. Т. 36, № 2. С. 244-248.
2. Горячева И.Г., Солдатенков И.А. Контактные задачи с учётом износа // В кн.: «Механика контактных взаимодействий». М.: Физматлит, 2001. С. 438-458.
3. Солдатенков И.А., Мезрин А.М., Сачек Б.Я. Использование модели изнашивания жёстких тел для идентификации закона изнашивания по результатам трибоиспытаний // Трение и износ. 2015. Т. 36, № 6. С. 683-689.
4. Пилюшина Г.А., Памфилов Е.А., Пыриков П.Г., Капустин В.В. Обеспечение качества машин на основе совершенствования методов и средств оценки триботехнических параметров их функциональных узлов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 2 (87). С. 19-27. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-2020-2-19-27
5. Калентичев П.В., Иванчиков Ю.В., Андреев Р.В. Исследование причин отказов узлов подшипников качения сельскохозяйственных тракторов // Материалы XV Всероссийской научно-практической конференции молодых учёных, аспирантов и студентов «Молодёжь и инновации» (14-15 марта 2019 г., Чебоксары). Чебоксары: Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 2019. С. 350-355.
6. Шец С.П., Сакало В.И. Влияние смазочного материала на процессы, протекающие в подшипниках качения // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 2 (50). С. 31-35. DOI: 10.12737/20240
7. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 5. С. 71-79.
8. Силаев Б.М., Даниленко П.А. Метод расчёта высокоскоростной опоры качения двигателей летательных аппаратов с учётом изнашивания // Трение и износ. 2015. Т. 36, № 4. С. 453-460.
9. Дыха А.В., Марченко Д.Д., Дытынюк В.А. Определение параметров закона изнашивания по результатам лабораторных испытаний // Трение и износ. 2020. Т. 41, № 2. С. 207-216.
10. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Пилла К.К. Методика расчёта долговечности подшипников с учётом износа тел качения // Трение и износ. 2020. Т. 41, № 4. С. 491-497. DOI: 10.32864/0202-4977-2020-41-4-491-497
11. Павлов В.Г. Ресурс работы радиального шарикоподшипника по условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 6. С. 102-111.
12. Павлов В.Г. Разработка математической модели для оценки ресурса работы радиального подшипника качения по условию предельно допустимого износа // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 9. С. 32-39.
13. Павлов В.Г. Расчёт на износ радиально-упорного шарикоподшипника // Физика, химия и механика трибосистем. 2011. № 10. С. 30-36.



14. Кузьменко А.Г., Криворотько В.М. Расчёты и испытания на износ и надёжность упорных шарикоподшипников качения (УПК) // Проблемы трибологии. 2009. № 4 (54). С. 30-53.

15. Кузьменко А.Г., Криворотько В.М. Метод испытания и расчётов подшипников качения при использовании обобщённой модели изнашивания плоскости и желоба // Проблемы трибологии. 2011. № 2 (60). С. 143-154.

16. Силаев Б.М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. 264 с.

17. Подшипники качения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

## PREDICTING CHANGES IN RADIAL AND AXIAL CLEARANCES IN BALL BEARINGS LUBRICATED WITH LOW-VISCOSITY LIQUIDS

© 2022

**B. M. Silayev** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [okm@ssau.ru](mailto:okm@ssau.ru)

**I. S. Barmanov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [isbarmanov@mail.ru](mailto:isbarmanov@mail.ru)

Parts of rolling bearings lubricated with low-viscosity fluids are subject to intense wear of the working surfaces. The bearing life cycle under these conditions depends on the wear rate of the friction surfaces. Therefore, it is important to establish the relationship between the wear rate, the change in the clearances and the duration of work. This paper presents the results of wear tests for rolling ball bearings. After the tests the radial and axial clearances were measured, their changes and the duration of operation were analyzed. Having determined the path of friction, the wear rates of the bearings were calculated based on the values of changes in the radial and axial clearances. The wear rate of the bearing on the axial and radial clearances was plotted against the reduced (equivalent) load. The obtained dependences were approximated with a confidence of at least 98%. The obtained analytical expressions allow us to perform express calculations for changes in the bearing clearances. This will make it possible to forecast the bearing service time, taking into account the wear of the working surfaces under specified conditions, while ensuring correct functioning of the support assembly.

*Ball bearing; reduced load; low-viscosity fluids; wear; radial clearance; axial clearance; wear rate*

---

*Citation:* Silayev B.M., Barmanov I.S. Predicting changes in radial and axial clearances in ball bearings lubricated with low-viscosity liquids. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 100-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108

### References

1. Korolev A.A., Korolev A.V. Influence of geometrical parameters of the working surface of the bearing raceway on its operability. *Journal of Friction and Wear*. 2015. V. 36, Iss. 2. P. 189-192. DOI: 10.3103/S1068366615020099
2. Goryacheva I.G., Soldatenkov I.A. Kontaktnye zadachi s uchetom iznosa. *V kn.: «Mekhanika Kontaknykh Vzaimodeystviy»*. Moscow: Fizmatlit Publ., 2001. P. 438-458. (In Russ.)
3. Soldatenkov I.A., Mezrin A.M., Sachek B.Y. Implementation of a wear model of rigid bodies for identifying the wear law based on the results of tribological tests. *Journal of Friction and Wear*. 2015. V. 36, Iss. 6. P. 528-533. DOI: 10.3103/S1068366615060148

4. Pilyushina G.A., Pamfilov E.A., Pyrikov P.G., Kapustin V.V. Machinery quality support based on improvement of methods and means for estimate of tribo-technical parameters of machinery functional units. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2020. No. 2 (87). P. 19-27. (In Russ.). DOI: 10.30987/1999-8775-2020-2020-2-19-27
5. Kalentichiev P.V., Ivanshchikov Yu.V., Andreev R.V. Probe of causes of failures of knots of rolling bearings of agricultural tractors. *Materialy XV Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh, aspirantov i studentov «Molodezh' i Innovatsii» (March, 14-15, 2019, Cheboksary)*. Cheboksary: Chuvash State Agrarian Academy Publ., 2019. P. 350-355. (In Russ.)
6. Shets S.P., Sakalo V.I. Influence of lubricant on processes, proceeding in rolling bearings. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2016. No. 2 (50). P. 31-35. (In Russ.). DOI: 10.12737/20240
7. Orlov A.V. The effect of wear on the working capacity of roller bearings. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 5. P. 454-460. DOI: 10.3103/S1052618807050123
8. Silayev B.M., Danilenko P.A. Method of calculating high-speed rolling bearings intended for an aircraft engine based on considering the wear process. *Journal of Friction and Wear*. 2015. V. 36, Iss. 4. P. 350-354. DOI: 10.3103/S1068366615040169
9. Dykha A.V., Marchenko D.D., Dytynyuk V.A. Determination of the parameters of the wear law based on the results of laboratory tests. *Journal of Friction and Wear*. 2020. V. 41, Iss. 2. P. 153-159. DOI: 10.3103/S1068366620020038
10. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Pilla K.K. Method for calculating the fatigue life of bearings taking into account wearing of rolling elements. *Journal of Friction and Wear*. 2020. V. 41, Iss. 4. P. 359-364. DOI: 10.3103/S1068366620040029
11. Pavlov V.G. Operational life of a radial ball bearing determined by the condition of the maximal permissible wear. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 6. P. 586-594. DOI: 10.3103/S1052618807060155
12. Pavlov V.G. The reasoming of service life calculation is given for journal ball bearing from the position of maximum permissible wear. *Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms*. 2007. No. 9. P. 32-39. (In Russ.)
13. Pavlov V.G. Calculation of angular contact ball bearing wear. *Fizika, Khimiya i Mekhanika Tribosistem*. 2011. No. 10. P. 30-36. (In Russ.)
14. Kuzmenko A.G., Krivorotko V.M. Calculations and tests for deterioration and reliability of persistent ball-bearings (PBB). *Problems of Tribology*. 2009. No. 4 (54). P. 30-53. (In Russ.)
15. Kuzmenko A.G., Krivorotko V.M. Method of test and computations of ball bearing at the use of the generalized model of wear of plane and chamfer by a ball. *Problems of Tribology*. 2011. No. 2 (60). P. 143-154. (In Russ.)
16. Silaev B.M. *Tribologiya detaley mashin v malovyazkikh smazochnykh sredakh* [Tribology of machine parts in low-viscosity lubricants]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2008. 264 p.
17. *Podshipniki kacheniya: spravochnik-katalog* [Rolling bearings: reference catalogue / ed. by V.N. Naryshkin, R.V. Korostashevskiy]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 280 p.

## ВЛИЯНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОТДАЧИ РАБОЧИХ ТЕЛ В ВЫПОЛНЕННОМ ПО АДДИТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИИ АГРЕГАТЕ НАДДУВА

© 2022

**А. С. Смекалкин** – руководитель группы теплообмена и гидравлики расчётно-теоретического отдела;  
АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки;  
[Smekalkin\\_as@mail.ru](mailto:Smekalkin_as@mail.ru)

**А. В. Иванов** – доктор технических наук, заместитель главного конструктора по науке и новым технологиям;  
АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко», г. Химки;  
[Iav308@inbox.ru](mailto:Iav308@inbox.ru)

Агрегат наддува предназначен для нагрева рабочего тела (газообразный гелий или газообразный азот), поступающего на наддув топливных баков окислителя и горючего ракетного двигателя. Нагрев рабочего тела осуществляется генераторным газом, отбираемым после турбины. По аддитивной технологии создан агрегат наддува с повышенной шероховатостью поверхности в каналах. Высокая шероховатость – одна из особенностей изготовления деталей методом селективного лазерного сплавления. Проведено исследование влияния шероховатости поверхности каналов на коэффициент теплоотдачи. Рассматривается методика расчёта теплоотдачи генераторного газа и газообразного азота, а также результаты теплопередачи как с учётом, так и без учёта шероховатости поверхности каналов агрегата наддува, выполненного по аддитивной технологии. На стендовой базе АО «НПО Энергомаш» проведены огневые испытания данного теплообменного аппарата. Сравняются расчётные и экспериментальные значения температур рабочих тел на выходе из агрегата наддува.

*Агрегат наддува; аддитивные технологии; шероховатость поверхности каналов; теплоотдача*

---

**Цитирование:** Смекалкин А.С., Иванов А.В. Влияние шероховатости поверхности на коэффициент теплоотдачи рабочих тел в выполненном по аддитивной технологии агрегате наддува // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 109-114. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-109-114

### Введение

Определение температуры поверхности теплопередающей стенки, необходимой для расчёта температурного напора и коэффициента теплоотдачи, является сложной и ответственной задачей. Основной вопрос, который возникает при таком расчёте: Как шероховатость поверхности влияет на коэффициент теплоотдачи одного рабочего тела к другому рабочему телу через стенку? Ранее подобная проблема не возникала в расчётах теплопередачи агрегата наддува, т.к. шероховатость в каналах не учитывалась и их внутренние стенки считались гладкими.

Существенной особенностью изготовления агрегата наддува с применением аддитивной технологии является повышенная, по сравнению с традиционными способами изготовления, шероховатость внутренних поверхностей каналов, влияющая на коэффициент теплоотдачи. Повышенная шероховатость поверхности с точки зрения теплообмена оказывает двойное воздействие: большое термическое сопротивление ухудшает теплообмен, при этом турбулизация потока улучшает теплообмен.

Из теории турбулентности известно, что шероховатость поверхности влияет на теплообмен и гидравлическое сопротивление лишь в том случае, если высота выступов шероховатости выходит за пределы ламинарного подслоя [1]. Данное условие можно определить следующей формулой:

$$\frac{\delta_{ш} \sqrt{\frac{\xi}{8}} \omega}{\mu} > 5,$$

где  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  $\mu$  – кинематическая вязкость рабочего тела;  $\omega$  – средняя скорость рабочего тела;  $\delta_{ш}$  – высота выступов шероховатости.

В статье представлена методика расчёта теплоотдачи генераторного газа и газообразного азота, а также результаты теплопередачи как с учётом шероховатости поверхности, так и без учёта шероховатости поверхности каналов агрегата наддува, выполненного по аддитивной технологии.

### Постановка задач

Агрегат наддува предназначен для нагрева газообразного азота, поступающего на наддув топливных баков окислителя и горючего ракетного двигателя. Нагрев азота осуществляется газом, отбираемым после турбины. Агрегат наддува (рис. 1) представляет собой систему каналов, расположенных в «шахматном» порядке. По одним каналам идет генераторный газ (греющий газ), по другим – азот (нагреваемый газ). Схема течения компонентов – противоток. Материал, из которого изготовлен теплообменный аппарат, никелевый сплав ЭП648ПС [2].

В процессе исследования влияния шероховатости на теплообмен были сформулированы следующие основные задачи:

1. Исследовать влияние шероховатости на коэффициент теплоотдачи.
2. Описать методику расчёта коэффициента теплоотдачи, учитывая шероховатость.
3. Провести испытания агрегата наддува и сравнить температуры рабочих тел на выходе из агрегата наддува с расчётными значениями. Расчётные температуры определить, используя методику расчёта коэффициента теплоотдачи, учитывающую шероховатость поверхности в агрегате наддува.

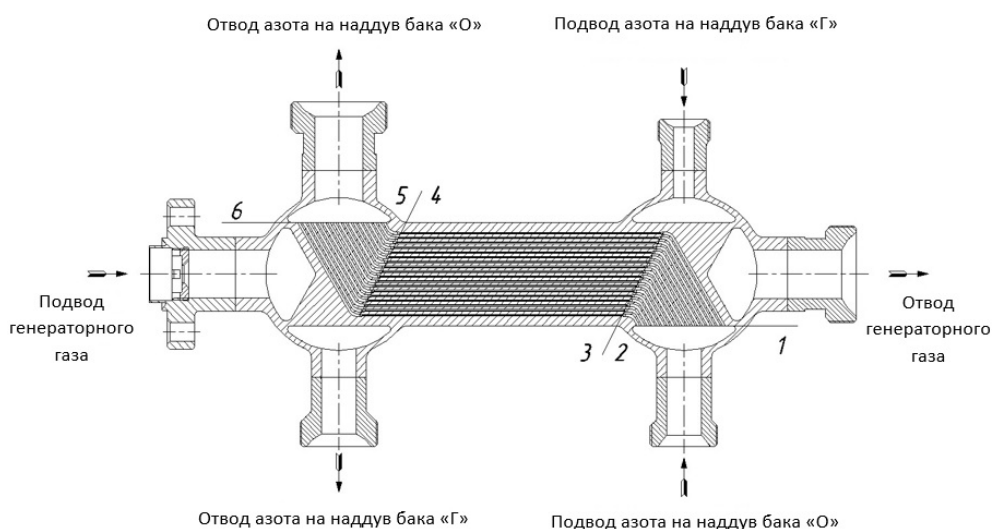


Рис. 1. Схема агрегата наддува. Сечения для расчёта обозначены от 1 до 6

Особенность теплоотдачи в малоразмерных трубках и каналах состоит в том, что даже незначительная шероховатость может оказывать существенное воздействие на

теплообмен. Это происходит вследствие того, что на теплообмен влияет не абсолютная высота выступов шероховатости  $\delta_{ш}$ , а отношение её к гидравлическому диаметру  $d_{эКВ}$ :

$$\delta_3 = \frac{\delta_{ш}}{d_{эКВ}}.$$

Высота выступов в агрегате наддува, выполненного по аддитивной технологии, находится в диапазоне от 15 до 20 мкм, что составляет 1/3 от размера гранулы применяемого порошка ЭП648ПС. Такая высокая шероховатость поверхности возникает по причине изготовления агрегата наддува при помощи селективного лазерного сплавления.

### Методика расчёта коэффициента теплоотдачи с учётом шероховатости

Коэффициент теплоотдачи для гладкой поверхности вычисляется по формуле:

$$\alpha_r = \frac{Nu \lambda_{N_2}}{d_{эКВ}},$$

где  $Nu$  – число Нуссельта;  $\lambda_{N_2}$  – коэффициент теплопроводности азота;  $d_{эКВ}$  – гидравлический диаметр.

Для приближённого расчёта можно допустить, что коэффициент теплоотдачи прямо пропорционален относительной высоте выступов шероховатости, что выражается следующей формулой:

$$\alpha_{ш} = f(\alpha_r, K, \delta_3),$$

где  $\alpha_{ш}$  – коэффициент теплоотдачи для шероховатой поверхности;  $K$  – коэффициент пропорциональности;  $\delta_3$  – эквивалентная относительная величина шероховатости.

По данным исследований, проведённым в АО «НПО Энергомаш», коэффициент пропорциональности  $K$  определяет отношение коэффициента теплоотдачи для шероховатой поверхности к коэффициенту теплоотдачи для гладкой поверхности. Коэффициент теплоотдачи прямо пропорционален высоте выступов шероховатости. Исследования проводились на стальных трубках с разной шероховатостью, рассматривалось влияние относительной шероховатости труб на теплоотдачу к турбулентному потоку жидкости.

С использованием описанной выше методики расчёта коэффициента теплоотдачи с учётом шероховатости поверхности проведён расчёт теплопередачи в агрегате наддува, изготовленного по аддитивной технологии. На стендовой базе АО «НПО Энергомаш» проведены огневые испытания данного агрегата. Проведено сравнение расчётных и экспериментальных значений температур рабочих тел на выходе из агрегата наддува.

### Результаты расчёта теплопередачи и сравнение с экспериментальными данными

В табл. 1, 2 представлены результаты расчёта теплопередачи без учёта шероховатости поверхности и с учётом шероховатости поверхности агрегата наддува. В табл. 3 приведены результаты экспериментальных значений температур на выходе из агрегата наддува (компоненты рабочих тел: азот – генераторный газ).

Таблица 1. Результаты расчёта теплопередачи агрегата наддува без учёта шероховатости поверхности

Наименование	Номера сечений					
	1	2	3	4	5	6
Коэффициент теплоотдачи азота, ккал/(м <sup>2</sup> ·ч·град)	4126	3795	3610	3353	3525	3460
Коэффициент теплоотдачи генераторного газа, ккал/(м <sup>2</sup> ·ч·град)	1237	1240	1082	1084	1243	1260
Температура азота на выходе из агрегата наддува, К	282,3	383	383	454	454	524
Температура генераторного газа на выходе из агрегата наддува, К	760	732	732	713	713	695

Таблица 2. Результаты расчёта теплопередачи в агрегате наддува с учётом шероховатости поверхности

Наименование	Номера сечений					
	1	2	3	4	5	6
Коэффициент теплоотдачи азота, ккал/(м <sup>2</sup> ·ч·град)	6189	5692	5276	4901	5287	5190
Коэффициент теплоотдачи генераторного газа, ккал/(м <sup>2</sup> ·ч·град)	1844	1849	1546	1549	1853	1879
Температура азота на выходе из агрегата наддува, К	282,3	413	413	497	497	575
Температура генераторного газа на выходе из агрегата наддува, К	760	723	723	701	701	680

Таблица 3. Результаты экспериментальных данных

Температура азота на выходе из агрегата наддува, К	567
Температура генераторного газа на выходе из агрегата наддува, К	663

На рис. 2 представлен график температур азота на выходе агрегата наддува (табл. 1 – 3). Как видно из графика, наблюдается хорошая сходимость результатов расчёта теплопередачи с учётом шероховатости поверхности и экспериментальных данных. Подогрев рабочего тела (азота) по расчёту на 8 градусов выше, чем подогрев, полученный после огневых испытаний. Описанную выше методику расчёта коэффициента теплоотдачи, учитывающую высокую шероховатость поверхности, можно использовать для расчёта теплопередачи агрегата наддува, выполненного по аддитивной технологии. Небольшое расхождение результатов можно объяснить тем, что в расчётах не учитывался теплообмен агрегата наддува с окружающей средой.

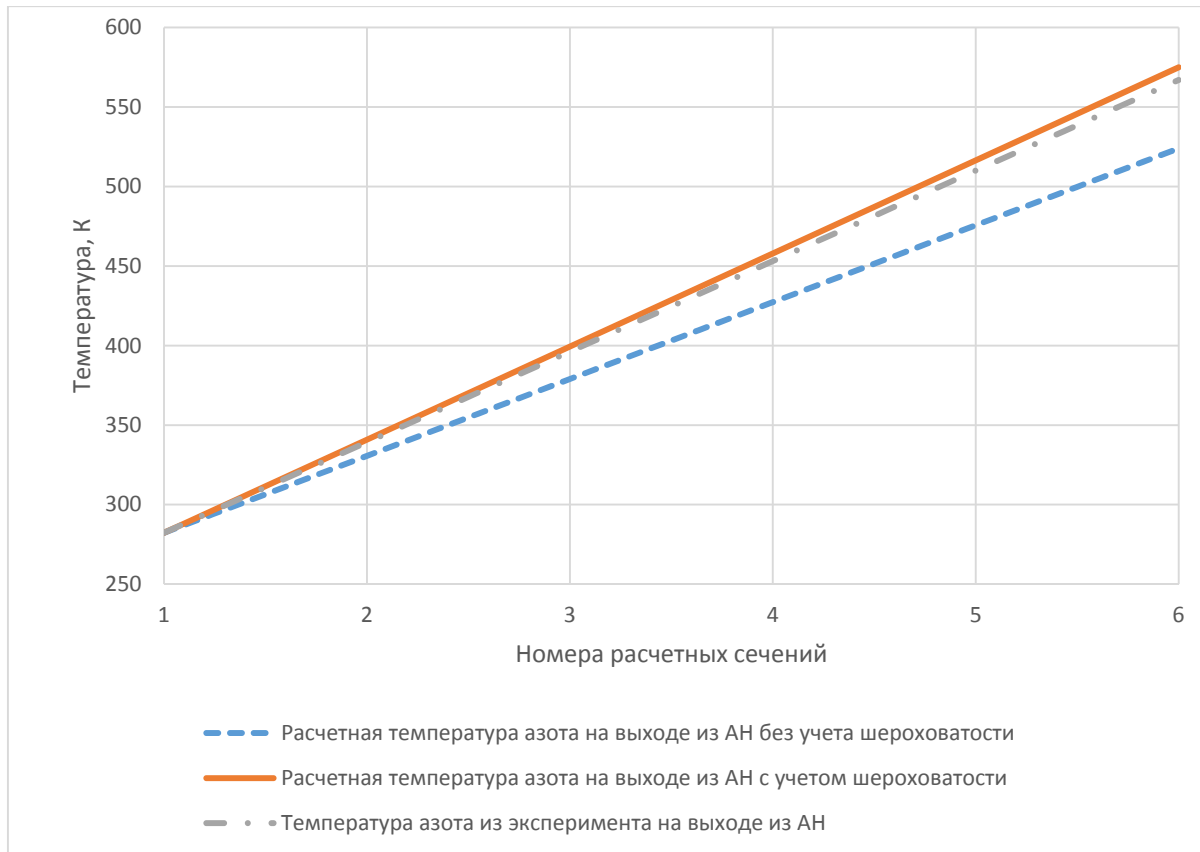


Рис. 2. График температур азота в агрегате наддува

### Заключение

Исходя из результатов расчёта и проведённого эксперимента, можно сделать вывод, что с увеличением шероховатости стенки теплоотдача повышается, соответственно рабочее тело (азот) нагревается интенсивнее. Расчётная температура азота на выходе из агрегата наддува равна 575 К. По сравнению с экспериментальными данными температура азота на выходе из агрегата наддува на 8 градусов ниже и составляет 567 К. В процентном соотношении погрешность при расчёте составляет ~3%.

Способ расчёта коэффициента теплоотдачи с учётом шероховатости поверхности, описанный в статье, позволяет получить точные результаты температуры рабочих тел на выходе из агрегата наддува. Результаты расчёта теплопередачи на выходе из агрегата наддува удовлетворительно совпадают с результатами экспериментальных данных.

Высокая шероховатость в каналах, полученная при помощи использования технологии селективного лазерного сплавления, позволяет создать компактный и эффективный теплообменный аппарат.

### Библиографический список

1. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.
2. Белов Е.А., Иванов А.В., Иванов Н.Г., Кашапов М.А., Климов В.Ю., Левочкин П.С., Ромасенко Е.Н., Неруш С.В. Применение технологии селективного лазерного сплавления (СЛС) для изготовления теплообменников систем наддува баков ракет-носителей // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. 2018. № 35. С. 93-105.

## INFLUENCE OF SURFACE ROUGHNESS ON THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF FLUIDS IN AN ADDITIVELY MANUFACTURED SUPERCHARGER

© 2022

**A. S. Smekalkin** Leader of the Group of Heat Exchange and Hydraulics of the Theoretical and Computational Department;  
JSC NPO Energomash, Khimki, Russian Federation;  
[smekalkin\\_as@mail.ru](mailto:smekalkin_as@mail.ru)

**A. V. Ivanov** Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, Deputy Chief Designer for Science and New Technologies;  
JSC NPO Energomash, Khimki, Russian Federation;  
[iav308@inbox.ru](mailto:iav308@inbox.ru)

The supercharger is intended for heating a fluid (gaseous helium or gaseous nitrogen) used for the pressurization of fuel tanks of oxidizer and propellant of a rocket engine. The fluid is heated with the generator gas downstream the turbine. A supercharger with increased channel surface roughness was made according to an additive technology. High roughness is one of the features of producing parts by selective laser melting. The article presents a method of calculating the heat transfer of generator gas and nitrogen, as well as the results of heat transfer both with and without account of the surface roughness in the channels of the liquid-propellant engine's additively manufactured supercharger. Firing tests were carried out at the research base of NPO Energomash JSC. The calculated and experimental values of the temperature of the working medium at the outlet of the supercharger are compared.

*Supercharger; additive technologies; channel surface roughness; heat exchange*

---

*Citation:* Smekalkin A.S., Ivanov A.V. Influence of surface roughness on the heat transfer coefficient of fluids in an additively manufactured supercharger. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 109-114. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-109-114

### References

1. Kovalenko L.M., Glushkov A.F. *Teploobmenniki s intensivatsiey teplootdachi* [Heat exchangers with heat transfer intensification]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1986. 240 p.
2. Belov E.A., Ivanov A.V., Ivanov N.G., Kashapov M.A., Klimov V.Y., Levochkin P.S., Romasenko E.N., Nerush S.V. Use of technology of selective laser melting (SLM) for manufacture of heat exchangers of launch-vehicles tank pressurization systems. *Trudy NPO Energomash*. 2018. No. 35. P. 93-105. (In Russ.)