

КЛИМОВСКИЕ ЧТЕНИЯ—2018:  
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ  
РАЗВИТИЯ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

СБОРНИК ДОКЛАДОВ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ



Санкт-Петербург  
2018

УДК 629.7  
ББК 39.55  
К49

**К49 Климовские чтения—2018: перспективные направления развития авиадвигателестроения:** сборник докладов международной научно-технической конференции. — СПб.: Скифия-принт, 2018. — 376 с.

Сборник статей объединил в себе труды участников международной научно-технической конференции «Климовские чтения-2018. Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

Климовские чтения традиционно посвящены актуальным вопросам современного авиадвигателестроения, отраженным в исследованиях работников научных, производственных и научно-производственных организаций. Материалы сборника могут быть полезны специалистам в области авиационного двигателестроения, а также студентам и преподавателям вузов соответствующего профиля.

Тексты сборника публикуются в авторской редакции, авторы докладов несут ответственность за содержание и достоверность представленных ими данных.

ISBN 978-5-98620-318-8

ISBN 978-5-98620-318-8

© АО «Климов», 2018  
© ООО «Скифия-принт», 2018

## Участникам Международной научно-технической конференции «Климовские чтения—2018»



*Уважаемые коллеги!  
Дорогие друзья!*

От имени АО «ОДК-Климов» приветствую участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2018. Перспективные направления развития авиадвигателестроения».

В современных внешнеэкономических и политических условиях для авиационной промышленности России, и в частности авиадвигателестроения, стала очевидной потребность в повышении инновационного потенциала отрасли, улучшении кадрового резерва и создании научно-технического задела, который позволил

бы нашей стране с помощью собственных ресурсов и возможностей занять лидирующие позиции на мировом рынке авиационной промышленности.

В связи с этим хочется особенно отметить важность «Климовских чтений», посвященных анализу актуальных вопросов двигателестроения, поиску прогрессивных идей и определению долгосрочных перспектив развития.

За прошедшие годы нам удалось значительно продвинуться в понимании проблем отрасли, решении текущих задач и обозначении стратегических целей. Участники конференции неизменно демонстрируют серьезный подход к исследованиям по заданным темам, предлагают конструктивные и тщательно проработанные решения.

Формирование конкурентоспособной двигателестроительной отрасли мирового уровня — наша общая и, безусловно, выполнимая задача. Для этого нужно эффективно объединить наши усилия, знания и опыт. Сегодняшняя конференция — прекрасная возможность это сделать и еще один практический шаг в достижении общих целей.

Я желаю всем продуктивной работы и удачи! Уверен, что ваши исследования и предложения, выдвинутые на конференции, принесут скорую практическую пользу.

*С уважением,  
исполнительный директор АО «ОДК-Климов»  
Александр Вагагин*



*Уважаемые коллеги и друзья!*

Приветствую всех участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2018», которая традиционно посвящена перспективам развития авиадвигателестроения.

На мировом рынке науки и техники всегда существует большая конкуренция, ведется гонка за лучшие идеи, инновационные технологии, борьба за выдающихся ученых и высококвалифицированных специалистов. Наша задача — быть в лидерах этой гонки.

Ни для кого не секрет, что в этом отношении нашей стране сегодня необходим научно-технический рывок. Что же делать, если цели ясны, стратегические задачи поставлены, а прогресса нет? Прогресс — это, прежде всего, прорывные идеи, которые как соответствуют требованиям настоящего, так и позволяют заглянуть в будущее. Значит, нужно стремиться к тому, чтобы лучшие умы страны работали над возрождением статуса России как одной из самых передовых технологических держав.

В этом отношении необходимость интеллектуальных ресурсов выходит на первый план.

Площадка конференции служит трамплином для талантливых людей, которые способны на генерацию по-настоящему стоящих, имеющих практическую пользу идей с большим инновационным потенциалом. «Климовские чтения» — это не только дань великому прошлому, но и, в первую очередь, путь в будущее, который прокладываете вы, дорогие участники конференции. Если вы готовы развивать и развиваться, то нам по пути!

Благодарю вас за проявленный интерес к конференции, инициативу и талант. Желаю всем успехов и плодотворного общения!

*С уважением,  
генеральный конструктор АО «ОДК-Климов»  
А. В. Григорьев*

# ТЕРМОДИНАМИКА И ГАЗОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

---

УДК 621.438

*А. В. Григорьев, М. Ю. Илюшин, О. А. Рудаков, А. В. Соловьева*

АО «ОДК-Климов», СПб.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СОГЛАСОВАНИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА, КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ТУРБИНЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

**Аннотация.** Разработан метод оптимизации параметра согласования совместной работы узлов газогенератора, параметром согласования является критерий механического подобия потоков, приведённая скорость газа на выходе из компрессора, при этом функцией цели определен эффективный КПД термодинамического цикла двигателя, функциональным ограничением — потребная глубина охлаждения лопаток высокотемпературной турбины с учетом турбулентности потока, неравномерности и неустойчивости поля температуры газа на выходе из камеры сгорания в связи с отрывным течением потока в ее диффузоре.

**Ключевые слова:** оптимизация; согласование; совместная работа компрессора; камера сгорания; турбина; газогенератор; диффузор; неравномерность; неустойчивость; турбулентность.

В работе [1] установлено, что параметрами согласования совместной работы узлов газогенератора является критерий механического подобия потоков приведенные скорости газа в пограничных поперечных сечениях между компрессором и камерой сгорания  $\lambda_k$  и между камерой сгорания и турбиной  $\lambda_z$ .

Методика оптимизации параметра согласования совместной работы камеры сгорания турбины  $\lambda_{z \text{ опт}}$  представлена в работе [1].

Настоящая работа посвящена созданию методики оптимизации  $\lambda_k$ .

Работа актуальна в связи с необходимостью сокращения сроков доводки опытных двигателей, что, в частности, связано с темой настоящего исследования, ибо от приведенной скорости  $\lambda_k$  зависит как экономичность термодинамического цикла турбокомпрессорной машины, так и работоспособность турбины компрессора.

За функцию цели при оптимизации примем значение эффективного КПД термодинамического цикла газотурбинного двигателя [2],  $\eta_e$ .

$$\eta_e = \frac{\eta \cdot \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \cdot \left[ \frac{\theta \cdot \eta_p \cdot \eta_c \cdot \left( 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot \sigma_{\text{КС}}^{\frac{k-1}{k}}} \right)}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{1}{(1 + q_T) \cdot (1 - \delta_{\text{отб}})} \right]}{\left( \theta - \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c} - 1 \right)} \quad (1)$$

где  $\eta$  — коэффициент полноты сгорания топлива;  $\sigma_{\text{КС}}$  — коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания;  $\delta_{\text{отб}}$  — относительный расход воздуха, отбираемый из камеры сгорания для охлаждения турбины и не проходящий через «горло» соплового аппарата, т. е. не участвующий в работе цикла;  $\eta_c$  — коэффициент полезного действия процесса сжатия,  $\eta_c = 0,83 - 0,85$ ;  $\eta_p$  — коэффициент полезного действия процесса расширения,  $\eta_p = 0,90 - 0,92$ ;  $\pi_k$  — степень повышения давления в цикле;  $\theta$  — степень повышения температуры в цикле;  $q_T$  — относительный расход топлива.

При оптимизации разница между  $R$  и  $k$  для газа и воздуха не учитывается.

Расчет турбулентности потока на выходе из камеры сгорания и ее учет при определении потребной глубины охлаждения сопловых лопаток турбины, в связи с существенным ростом коэффициента теплоотдачи от газа к стенке лопатки, изложены в работах [1; 3].

Учет турбулентности потока при расчете потребной глубины охлаждения рабочих лопаток выполняется аналогично расчету сопловых лопаток. При этом значение интенсивности турбулентности потока перед рабочей лопаткой в относительном движении не превышает значения интенсивности турбулентности на входе в турбину<sup>1</sup>, а влиянием вращения пренебрегаем<sup>2</sup>.

Из анализа формулы (1) следует, что при прочих равных условиях  $\eta_e = f(\delta_{\text{отб}}, \sigma_{\text{КС}}, \eta_c)$ , и каждый из аргументов зависит от значения  $\lambda_{\text{к}}$ .

Оптимальное значение  $\lambda_{\text{к опт}}$  определится при максимальном значении  $\eta_{e \text{ max}}$ .

<sup>1</sup> Зысина-Молежен Л. М. и др. Влияние турбулентности на потери в проточной части турбины. — Энергомашиностроение, 1979.

<sup>2</sup> Зысина-Молежен Л. М. и др. Теплообмен в турбомашинах. — Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974. — 336 с.

Относительный расход воздуха, отбираемый за компрессором на охлаждение турбины, не проходящий через критическое сечение («горло») соплового аппарата, т. е. не участвующий в работе цикла, равен [2]:

$$\delta_{\text{отб}} = \bar{G}_{\text{в кс отб}} + \bar{G}_{\text{в кр отб}} + \delta_{\text{т отб}},$$

где:  $\bar{G}_{\text{в кс отб}} = \frac{G_{\text{в кс отб}}}{G_{\text{в}}}$ ,  $\bar{G}_{\text{в кр отб}} = \frac{G_{\text{в кр отб}}}{G_{\text{в}}}$ ,  $\delta_{\text{т отб}} = \frac{G_{\text{т отб}}}{G_{\text{в}}}$ ,

где:  $G_{\text{в}}$  — расход воздуха за компрессором (на входе в камеру сгорания);  $G_{\text{в кс отб}}$  расход воздуха на конвективное охлаждение сопловых лопаток первой ступени;  $G_{\text{в кр отб}}$  расход воздуха на конвективное охлаждение рабочих лопаток первой ступени;  $G_{\text{т отб}}$  расход воздуха на охлаждение турбины (кроме лопаток первой ступени), т. е. на охлаждение дисков, полок, вставок, наддув лабиринтов и др.

Величины  $\bar{G}_{\text{в кс отб}}$  и  $\bar{G}_{\text{в кр отб}}$  находим по значениям потребной глубины охлаждения сопловых и рабочих лопаток:

$$\theta_{\text{лс}} = \frac{\theta_{\text{max max}} + \theta_0}{1 + \theta_{\text{max max}}},$$

где:  $\theta_0 = \frac{T_z - T_{\text{лс}}}{T_z - T_{\text{к}}}$ ,  $T_z$  — заданная температура газа на выходе из камеры сгорания;  $T_{\text{лс}} = 1373\text{K}$ , допустимая температура стенки сопловой лопатки.

$\theta_{\text{max max}} = \theta_{\text{max max}} \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta\theta_{\text{max}}}{\theta_{\text{max}}}\right)$  — максимальное значение коэффициента окружающей неравномерности поля температуры газа за камерой сгорания с учетом разброса (нестабильности поля из-за отрывов потока в диффузоре камеры сгорания).

$\frac{\Delta\theta_{\text{max}}}{\theta_{\text{max}}}$  — определяется по графику как функция значения критерия стабильного течения потока в диффузоре камеры сгорания  $A$ , который зависит от  $\lambda_{\text{к}}$  [1; 3].

$$\theta_{\text{лр}} = \frac{T_{\text{г max max}} - T_{\text{л}}}{T_{\text{г w max max}} - T_{\text{охл}}};$$

где:  $\theta_{\text{лр}}$  — потребная глубина охлаждения рабочих лопаток;  $T_{\text{г w max max}}$  — максимальная температура газа в относительном движении с учетом нестабильности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания из-за отрывов потока в диффузоре. Определяется значением  $\lambda_{\text{к}}$ .

$T_{\text{лр}} = 1223\text{K}$ , допустимая температура стенки рабочей лопатки [3].

$\theta_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}} - T_z}{T_{\text{max}} - T_{\text{к}}}$  — коэффициент окружающей неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания, который рассчитывается по геометрическим размерам камеры сгорания [2].

Коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания рассчитывается как функция  $\lambda_{\text{к}}$  и коэффициента сопротивления камеры сгорания [2].

КПД компрессора, как отношение изоэнтروпической работы газа к политропической, связан с ростом энтропии, т. е. характеризует потери полного давления газа.

$$\sigma_c = \left[ \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}}{\left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c} + 1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{или} \quad \eta_c = \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{1}{\sigma_c^{\frac{k-1}{k}}} - 1},$$

где:  $\sigma_c$  — коэффициент восстановления полного давления в процессе сжатия газа (в компрессоре),

$\delta_c = 1 - \sigma_c$  — коэффициент потерь полного давления.

Потери полного давления в компрессоре включают в себя: гидравлические потери на обтекание потока решеток лопаток в тракте и зависят, в частности, от критерия  $\frac{u}{C_{ад}}$  и количества ступеней, потери на утечки через радиальные зазоры, потери на трение и потери полного давления в диффузоре.

Обозначим степень диффузорности  $n_d$ , тогда:

$$n_d = \frac{w_{вх}}{w_k} = \frac{\lambda_{вх}}{\lambda_k} \cdot \sqrt{\frac{T_n}{T_k^*}},$$

где:  $w_{вх}$  и  $w_k$ , соответственно, скорости газа на входе и выходе компрессора,  $\lambda_{вх}$  и  $\lambda_k$  — приведенные скорости газа в тех же сечениях;

$T_n$  и  $T_k^*$  — температура на входе и выходе из компрессора.

По статистике,  $\lambda_{вх} = 0,65-0,75$ , на максимальном режиме при  $\bar{n}_{пр} = 1$

Коэффициент потерь полного давления в диффузоре равен:

$$\delta_d = \zeta_d \cdot \frac{\rho w_{вх}^2}{2} = \zeta_d \cdot \frac{k}{k-1} \varepsilon(\lambda_{вх}) \cdot \lambda_{вх}^2,$$

где:  $\zeta_d = k_d \cdot \left(1 - \frac{1}{n_d}\right)^2$ ,  $k_d = 1,5$  опытный коэффициент, учитывающий неравномерность параметров [2].

Таким образом, при увеличении  $\lambda_k$  уменьшается  $n_d$ , что приводит к падению потерь полного давления в компрессоре, росту  $\eta_c$  и  $\eta_e$ .

В то же время при этом увеличивается  $\delta_{отб}$ , отбор воздуха на охлаждение лопаток турбины из-за роста значения критерия неустойчивости потока в диффузоре камеры сгорания, и, соответственно, значение  $\eta_e$  падает.

Увеличение  $\lambda_k$  приведет к росту потерь полного давления в камере сгорания  $\delta_{кс}$ , при этом будет уменьшаться  $\eta_e$ .

Поиск компромисса между различными влияниями  $\eta_k$ ,  $\delta_{отб}$ , и  $\sigma_{кс}$  на эффективный КПД термодинамического цикла  $\eta_e$  обеспечивает определение оптималь-



ного значения параметра согласования совместной работы узлов газогенератора,  $\lambda_{к\text{ опт}}$  при  $\eta_e = \eta_{e\text{ max}}$ .

Тогда при  $n_d = 1$ , и исключив ограничения по росту габаритов компрессора, например, для стационарной турбомашины, получим максимальное значение эффективного КПД термодинамического цикла двигателя при  $\lambda_{вх\text{ опт}}$  и прочих равных условиях.

В таблице 1 и на рисунке 1 приведены результаты определения  $\lambda_{к\text{ опт}}$  для серийного многорежимного двигателя по разработанной методике.

Рассчитать  $\eta_e$  по формуле (1) для трех значений  $\lambda_k = 0,25; 0,294; 0,35$ : и определить значение  $\lambda_{к\text{ опт}}$ .

Исходные данные:

Компрессор осевой,  $\lambda_{вх} = 0,65; \lambda_k = 0,294$  при  $\bar{n}_{пр} = 1$ .

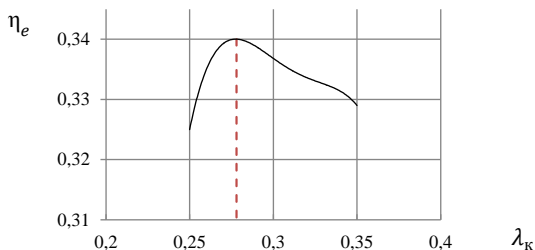
Турбина компрессора одноступенчатая. Сопловые лопатки имеют конвективно-пленочное охлаждение, рабочие — конвективное,  $T_{лс} = 1373\text{K}, T_{лр} = 1223\text{K}$ .

$\pi_k^* = 22,48; T_r^* = 1528\text{K}; T_k^* = 760, G_b = 48,5 \text{ кг/с}; \theta = 5,3; q_T = 1,0228; k = 1,3; \eta = 0,99; \eta_p = 0,9; \lambda_{вх} = 0,65; \eta_c = 0,83$

Т а б л и ц а 1

**Изменение параметров двигателя в зависимости от  $\lambda_k$**

$\lambda_k$	0,25	0,294	0,35
$n_d$	1,6	1,36	1,14
$\delta_d$	0,0433	0,0215	0,0046
$\eta_c$	0,817	0,83	0,836
$\delta_{отб}$	0,098	0,102	0,117
$\sigma_{кс}$	0,963	0,95	0,93
$\eta_e$	0,325	0,338	0,329



**Рис. 1.** Изменение  $\eta_e$  в зависимости от  $\lambda_k$

В таблице 2 показаны значения приведенной скорости потока на выходе из компрессора серийных двигателей.

Таблица 2

**Значения  $\lambda_k$  для серийных двигателей**

Двигатель	F-101	CF6-50	НК-8	РД-33
$\lambda_k$	0,25	0,25	0,25	0,294

Анализ результатов расчета таблицы 1 к рисунку 1 показывает, что оптимальное значение параметра согласования  $\lambda_{k \text{ опт}} = 0,28$  подтверждается значениями  $\lambda_k = 0,25$  — 0,294 на серийных двигателях, таблица 2.

**Выводы:**

1. Создана методика оптимизации параметра согласования совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины газогенератора, которым является приведенная скорость потока в пограничном сечении между компрессором и камерой сгорания.
2. Показано, что существующий сегодня порядок расчета компрессора, при котором, при заданном значении  $\lambda_{\text{вх}}$ , скорость на выходе задается произвольно, следует уточнить в части определения ее оптимального значения.
3. Утверждается, что потребное значение приведенной скорости потока за компрессором (на входе в камеру сгорания) может находиться в диапазоне  $\lambda_k = 0,25$ –0,294.

**Литература**

1. Оптимизация камеры сгорания / под ред. О. А. Рудакова. А. В. Григорьев [и др.]. — СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2015. — 152 с.
2. Григорьев А. В., Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Саливон Н. Д. Теория камеры сгорания / под ред. О. А. Рудакова. — СПб.: Наука, 2010. — 228 с.
3. Дьячков О. В., Сафонов А. Ю., Грачев А. М., Рудаков О. А. Методология расчета потребной глубины охлаждения лопаток первой ступени турбины компрессора / Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей международной научно-технической конференции. — СПб. Скифия-принт, 2017. — 430 с.

*А. Ю. Фершалов, Н. А. Камаев*

Дальневосточный федеральный университет  
afersh@list.ru, nikolai969.97@mail.ru

## **КОНСТРУКЦИЯ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ МИКРОТУРБИНЫ С ЧАСТИЧНОЙ ИНТЕГРАЦИЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА В СОПЛОВОЙ АППАРАТ**

**Аннотация.** Работа посвящена задаче повышения эффективности микротурбин, используемых в судовых главных и вспомогательных механизмах. В статье рассмотрены особенности функционирования микротурбин. Проведен анализ причин их низкой эффективности. Выявлены причины низкой эффективности осевых микротурбин: большие относительные зазоры между элементами проточной части, большая кривизна каналов, внезапное расширение потока на выходе из соплового аппарата и большие потери на трение потока о поверхность проточной части. Опираясь на выдвинутые гипотезы низкой эффективности, была предложена конструкция ступени осевой микротурбины, особенности которой заключается в том, что рабочее колесо снабжено периферийным и корневым уплотняющими козырьками, которые частично размещены в проточной части соплового аппарата. Проведен анализ возможности повышения эффективности ступеней микротурбин при внедрении конструкции с частичной интеграцией рабочего колеса в сопловой аппарат.

### **Постановка проблемы**

До настоящего времени остается актуальной задача повышения экономичности судового главного и вспомогательного оборудования. Одним из путей повышения экономичности газовых турбинных установок является совершенствование их проточной части [1; 2]. Это возможно при оценке потерь кинетической энергии потока газа. В авиационной энергетике существует ряд задач, решение которых возможно при использовании микротурбин. К таким задачам относятся:

- привод главных двигателей на автономных малоразмерных беспилотных летательных аппаратах;
- привод вспомогательных двигателей (для генераторов и насосов) авиационной техники.

Для такой области судовой энергетике, как автономные малоразмерные беспилотные летательные аппараты, эффективность энергоустановки определяет важнейший показатель — автономность.

К микротурбинам, работающим в вышеуказанных областях, предъявляется ряд требований, а именно:

- ограниченные масса и габариты установки;
- высокая моментная характеристика на валу турбины;
- малый расход рабочего тела.

Учитывая ограничения в габаритах турбины, наиболее приемлемым оказывается использование осевых турбин. В которых, в свою очередь, малый радиальный размер обуславливает малый момент на валу. В случае ограниченного расхода рабочего тела обеспечение требуемой мощности возможно за счет повышения параметров газа перед турбиной, что обуславливает сверхкритическое истечение газа из сопел. В свою очередь, снижаются площади проходных сечений проточной части турбин, и использование в них ступеней с полным подводом рабочего тела требует применения недопустимо малых высот рабочих лопаток. Это вынуждает применять сопловые аппараты с парциальным (частичным) подводом рабочего тела к рабочему колесу. В результате появляются дополнительные потери энергии на вентиляцию в зоне неактивной дуги и на краях дуги подвода рабочего тела.

Для исключения указанных негативных факторов, было принято решение уменьшать угол выхода сопел и, соответственно, увеличивать угол поворота потока в лопатках рабочего колеса [3, 4]. Это приводит к улучшению моментной характеристики осевых микротурбин за счет увеличения окружной составляющей скорости, а также к увеличению степени парциальности за счет удлинения косога среза сопел [5].

Проведенные исследования [6] показали, уровень КПД микротурбин значительно меньше полноразмерных турбин. Однако при детальном анализе эффективности элементов проточной части микротурбин было выяснено, что эффективность сопловых аппаратов с малым углом выхода может достигать значения 0,97 [7], а эффективность рабочих колес с большим углом поворота потока может достигать 0,93 [8; 9]. Учитывая малые расходы рабочего тела и габариты микротурбин, были выдвинуты следующие гипотезы, обуславливающие их низкую эффективность:

1. Большие относительные зазоры в проточной части вызывают увеличение диссипации энергии с пассивным рабочим телом, в области между рабочим колесом и сопловым аппаратом.
2. Малые диаметры ступеней микротурбин обуславливают большую кривизну каналов проточной части, которая приводит к повышенным радиальным перетеканиям потока рабочего тела.
3. При выходе рабочего тела из сопел соплового аппарата происходит «внезапное» расширение потока, сопровождающееся большими потерями кинетической энергии.
4. Большая скорость потока в сверхзвуковой части сопел приводит к большим потерям на трение газа о поверхность сопла.

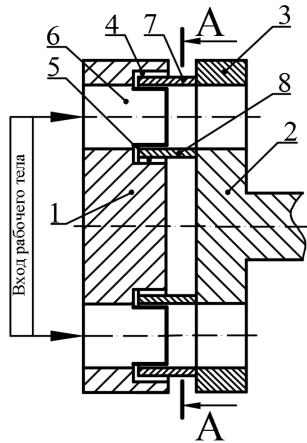
Указанные гипотезы стали основой для разработки конструкции ступени осевой микротурбины [10], позволяющей нивелировать причины низкой эффективности.

### **Конструкция ступени микротурбины**

По мнению авторов статьи, повышение эффективности может быть достигнуто тем, что ступень осевой турбины, включающая в себя сопловой аппарат, рабочее колесо, бандаж рабочего колеса, снабженный уплотняющим козырьком, отличается тем, что козырек бандажа рабочего колеса выполнен как продолжение периферийной поверхности выходной части сопла и его косоугольного среза, при этом названный козырек, по меньшей мере частично, размещен в проточной части соплового аппарата, кроме того, рабочее колесо снабжено дополнительным козырьком, выполненным как продолжение корневой поверхности выходной части сопла, при этом дополнительный козырек, по меньшей мере частично, размещен в проточной части соплового аппарата (рис. 1).

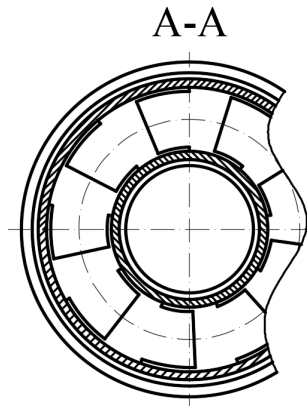
Ступень осевой турбины включает сопловой аппарат 1, рабочее колесо 2, бандаж рабочего колеса 3. Сопловой аппарат 1 имеет две кольцевые проточки: периферийную проточку 4 и корневую проточку 5. У периферийной проточки 4 минимальный диаметр равен диаметру периферийной поверхности проточной части сопел 6 с некоторым минимальным зазором относительно козырька 7, который выполнен на бандаже 3. У корневой проточки 5 максимальный диаметр равен диаметру корневой поверхности сопел 6 с некоторым минимальным зазором относительно козырька 8, который выполнен на рабочем колесе 2. Зазоры необходимы для обеспечения вращения рабочего колеса относительно лопаток неподвижного соплового аппарата.

Рабочее колесо 2 имеет два козырька, первый 7 выполнен на бандаже 3, причем диаметр его внутренней поверхности должен быть равен диаметру периферийной поверхности проточной части сопел 6. Второй козырек 8 выполнен на рабочем колесе 2, причем диаметр его внешней поверхности должен быть равен диаметру корневой поверхности сопел 6. Остальные поверхности обоих козырьков 7 и 8 должны соответствовать поверхностям проточек соплового аппарата 1 с некоторым минимально возможным зазором, чтобы не препятствовать вращению рабочего колеса относительно соплового аппарата. В составе турбинной ступени внутренняя поверхность первого козырька 7, выполненного на бандаже 3, заменяет поверхность периферийной части косоугольного среза и выходного (разгонного) участка (целиком или частично) сопел 6, а наружная поверхность второго козырька 8, выполненного на рабочем колесе 2, заменяет поверхность корневой части косоугольного среза и выходной части (целиком или частично) сопел 6. При этом остальные поверхности на выходе сопел 6 и в его косоугольном срезе повторяют форму козырьков 7 и 8 с некоторым зазором. Проточная часть сопел 6 с косоугольным срезом остается расчетной.



**Рис. 1.** Конструкция ступени осевой микротурбины

1 — сопловой аппарат; 2 — рабочее колесо; 3 — бандаж рабочего колеса; 4 — периферийная проточка; 5 — корневая проточка; 6 — поверхность сопла; 7 — периферийный козырек рабочего колеса; 8 — корневой козырек рабочего колеса



**Рис. 2.** Профильный разрез ступени осевой микротурбины

Ступень осевой турбины работает следующим образом:

Поток рабочего тела разгоняется в соплах 6 сопловой аппарата 1, выходными (периферийными и корневыми) поверхностями которых являются вращающиеся поверхности козырьков 7, расположенного на бандаже 3 и 8 — на рабочем колесе 2. В отличие от традиционных ступеней в предлагаемой конструкции тре-

ние о стенки не является потерей энергии. Это происходит из-за того, что, вращаясь вместе с рабочим колесом 2, козырьки 7 и 8 используют энергию потока рабочего тела, летящего под углом в направлении вращения рабочего колеса 2. Таким образом, благодаря трению появляется сила, подкручивающая рабочее колесо 2. Кроме того, вращение поверхностей козырьков препятствует отрыву потока от них (который негативно сказывается на эффективности ступени) за счет снижения скорости потока рабочего тела относительно вращающихся поверхностей. Внедрение козырьков 7 и 8 в сопловой аппарат 1 позволяет устранить «дросселирование» потока при выходе его из сопел в зазор между рабочим колесом и сопловым аппаратом. После этого поток рабочего тела попадает в проточную часть каналов рабочего колеса 2. В связи с тем что в предлагаемой конструкции «перекрыша» отсутствует, это исключает радиальные течения газа, которые снижают эффективность турбины.

В предлагаемой конструкции проточная часть, начиная с входа рабочего тела в сопла 6 соплового аппарата 1 и заканчивая выходом его из рабочего колеса 2, является единым целым для потока рабочего тела, что позволяет организовать его движение оптимальным образом.

### **Прогнозирование уровня повышения эффективности ступени микротурбины**

Учитывая предложенную конструкцию ступени микротурбины, можно констатировать, что возможный рост эффективности будет связан с нивелированием потерь, связанных с:

- большими относительными зазорами за счет того, что поток, соприкасаясь с периферийной и корневой поверхностью козырьков, являющихся частью рабочего колеса, участвует в совершении полезной работы;
- малыми диаметрами и, как следствие, повышенным радиальным перетеканиям потока рабочего тела за счет того, что в предлагаемой конструкции отсутствует «перекрыша»;
- внезапным расширением потока, так как в ступени отсутствует осевой зазор. Это связано с тем, что, начиная с входа рабочего тела в сопла и заканчивая выходом его из рабочего колеса, проточная часть является единым целым для потока рабочего тела;
- большой скоростью потока и, следовательно, с большими потерями на трение газа о поверхность сопла. В предложенной конструкции корневая и периферийная поверхности сверхзвуковой части сопла, где имеют место быть значительные потери на трение, являются частью рабочего колеса. Так как рабочее колесо вращается в направлении окружной составляющей скорости потока в выходной части сопла, скорость течения газа относительно подвижной корневой и периферийной части меньше, чем в традиционных соплах. Из этого следует, что и потери на трение также будут меньше.

## Заключение

На основе выдвинутых гипотез, обуславливающих низкую эффективность микротурбин, была разработана конструкция ступени осевой микротурбины. Особенность ступени заключается в том, что рабочее колесо снабжено уплотняющими козырьками, выполненными как продолжение периферийной и корневой поверхности выходной части сопла и его косога среза. При этом названные козырьки, по меньшей мере частично, размещены в проточной части соплового аппарата.

## Дополнительная информация

Работа выполнена при поддержке Фонда целевого капитала Дальневосточного федерального университета.

## Литература

1. *Фершалов Ю. Я.* Совершенствование сверхзвуковых осевых малорасходных турбин // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Дальневосточный государственный технический университет, Владивосток, 2000. — 153 с.
2. *Фершалов А. Ю.* Повышение эффективности рабочих колес судовых осевых малорасходных турбин // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Дальневосточный федеральный университет, Владивосток, 2011. — 125 с.
3. *Кириллов И. И.* Патент на изобретение № 857512 (СССР). Осевая турбина. Ленинградский политехнический институт, 1981.
4. *Фершалов Ю. Я., Фершалов А. Ю., Симашов Р. Р.* Газодинамические характеристики сопловых аппаратов с малыми углами выхода потока в составе осевой малорасходной турбины // Судостроение. 2009. № 6. — С. 56–59.
5. *Фершалов Ю. Я.* Моделирование, анализ и совершенствование газодинамических характеристик судовых осевых сверхзвуковых малорасходных турбинных ступеней // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Дальневосточный федеральный университет, Владивосток, 2015. — 355 с.
6. *Фершалов Ю. Я., Фершалов А. Ю., Акуленко В. М., Фершалов М. Ю., Цыганкова Л. П.* Перспективность исследований и области применения малорасходных турбин // Вологодские чтения. 2010. № 78. — С. 159–164.
7. *Фершалов Ю. Я., Фершалов А. Ю.* Сопловой аппарат осевой малорасходной турбины // Судостроение. 2010. № 3. — С. 46–47.
8. *Фершалов А. Ю., Грибниченко М. В., Фершалов Ю. Я.* Газодинамические характеристики рабочих колес осевых турбин с большим углом поворота проточной части // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2012. № 1. — С. 88–98.
9. *Фершалов А. Ю., Фершалов М. Ю.* Методика определения газодинамических и конструктивных характеристик проточной части большешаговых рабочих колес малорасходных турбин // Вестник машиностроения. 2014. № 10. — С. 29–31.
10. *Фершалов Ю. Я., Фершалов М. Ю., Фершалов А. Ю.* Патент на изобретение № 2338887. Ступень осевой турбины. Дальневосточный федеральный университет, 2007.



**Ф. А. Фаррахов, К. С. Федечкин**

ПАО «ОДК-Сатурн», г. Рыбинск Ярославской области  
farrahov\_fa@saturn.ru, fedeconst@mail.ru

## **РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИАГОНАЛЬНОЙ СТУПЕНИ**

**Аннотация.** Проведено расчетное исследование влияния формы проточной части диагональной ступени на ее характеристику. Для рассмотренных в работе ступеней были созданы расчетные CFD-3D-модели, верифицированные по результатам эксперимента ступени прототипа. Полученные результаты показали значительное влияние формы проточной части на уровень КПД в области линии рабочих режимов.

**Ключевые слова:** диагональный компрессор; характеристика; КПД.

### **ВВЕДЕНИЕ**

В настоящее время наблюдается бурный рост интереса к разработке беспилотных летательных аппаратов, в том числе малоразмерных и высокоскоростных. Поэтому есть потребность в разработке новых малоразмерных газотурбинных двигателей. При создании такого типа двигателей возникают противоречивые вопросы, связанные с его габаритом, стоимостью и экономичностью. Решение данных вопросов зависит в том числе от выбора схемы двигателя и аэродинамического совершенства его компрессора. Одним из факторов, влияющих на аэродинамику компрессора, является форма проточной части, которая определяет габаритные размеры, а соответственно, возможность компоновки двигателя в составе летательного аппарата. В представленной работе описаны результаты проведенного расчетного исследования формы проточной части на характеристики диагональной ступени малоразмерного двигателя.

### **ДИАГОНАЛЬНАЯ СТУПЕНЬ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД**

Проектирование современного малоразмерного двигателя (рис. 1) для беспилотного летательного аппарата является сложной инженерной задачей, поскольку двигатель имеет малые абсолютные размеры деталей. Также на облик двигателя накладываются ограничения, связанные с его размером и возможностью его размещения в летательном аппарате. Требование по низкой стоимости двигателя вынуждает использовать диагональный или центробежный компрессор. При использовании в двигателе таких компрессоров диаметр двигателя будет определяться максимальным периферийным диаметром компрессора.

Исходя из требований по тяге двигателя и удельному расходу топлива, были получены требования к разрабатываемому компрессору: степень повышения давле-

ния порядка 5, уровень КПД около 0,8. Для оценки возможности создания диагональной ступени с минимальным диаметром были рассмотрены три варианта порточной части колеса (рис. 2), с различным соотношением периферийного диаметра рабочего колеса (по входу) и спрямляющего аппарата. Каждый из трех вариантов компрессора имеет одинаковый расход воздуха, степень повышения давления примерно 5,0–5,3 и запас ГДУ не менее 20 %. Проектная частота вращения для каждого варианта ступени определялась с учетом уровня аэродинамической нагруженности рабочего колеса. Целью, которая ставилась при проработке каждого варианта, была максимизация уровня КПД в рабочем диапазоне частот вращения двигателя.

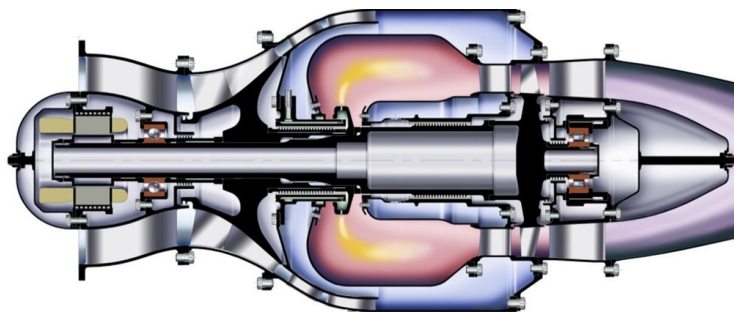


Рис. 1. Малоразмерный ГТД

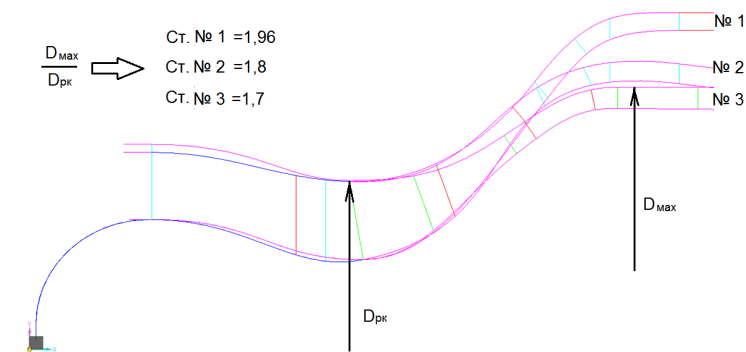


Рис. 2. Проточная часть диагональной ступени малоразмерного ГТД

## РАСЧЕНАЯ МОДЕЛЬ ДИАГОНАЛЬНОЙ СТУПЕНИ

В современном технологическом цикле проектирования компрессоров наиболее универсальным расчетным инструментом для исследования течения в турбомашинах являются верифицированные численные методы расчета пространственного

течения (CFD-3D), основанные на решении уравнений Навье-Стокса в форме осреднений по Рейнольдсу (RANS). Успешное применение таких методов на практике возможно только при отработанной технологии проведения вычислительных исследований. Весь технологический процесс создания расчетной CFD-модели для расчета характеристик компрессора (рис. 3) можно разбить на следующие этапы:

1. Построение расчетной геометрической модели на основе реальной конструкции.
2. Построение расчетной сетки.
3. Настройка «решателя» и выполнение расчета.

В ранее представленных работах [1; 2; 3] показаны особенности технологического процесса применения CFD-кода для расчета характеристик диагональных и центробежных компрессоров. Созданная расчетная модель учитывает: степень детализации геометрической модели компрессора и параметров расчетной сетки, особенности модели турбулентности и настройки «решателя». Критерием достоверности результатов расчета выступает степень совпадения их с экспериментальными данными, как по интегральным, так и по локальным распределениям ряда параметров. На рисунке 4 показаны результаты сравнения расчетных и экспериментальных характеристик прототипа.

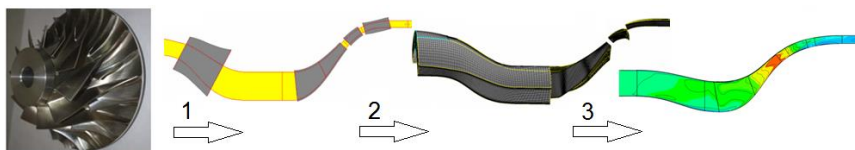


Рис. 3. Технологический процесс применения CFD-кода

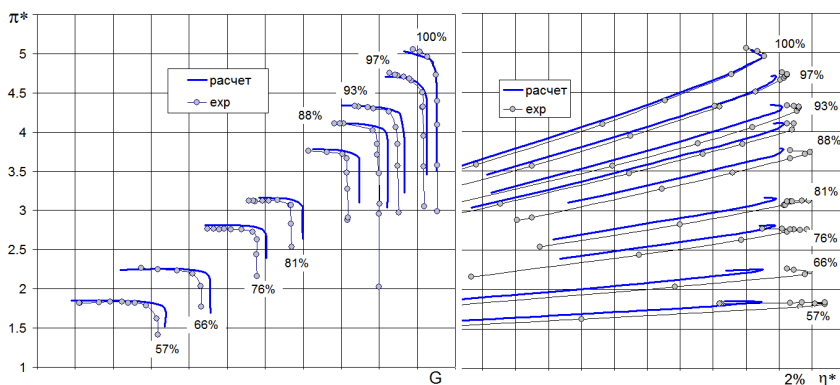


Рис. 4. Расчетная и экспериментальная характеристики диагональной ступени

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

В результате проведенных проектно-расчетных исследований для каждой формы проточной части были рассчитаны характеристики более 20 вариантов ступеней. Характеристики в широком диапазоне частот вращения для ступеней с максимальным и минимальным периферийным диаметром проточной части представлены на рисунке 5.

Каждая из ступеней удовлетворяет требования технического задания по расходу воздуха, степени повышения давления и запаса ГДУ. Однако ступени имеют различный уровень максимального КПД (различия достигают 4 %) в широком диапазоне частот вращения компрессора. Качественная картина течения в проектной точке на характеристике ступени представлена на рисунке 6, где изображено распределение числа  $M_{абс}$  в меридиональной плоскости и  $M_{отн}$  (рабочее колесо),  $M_{абс}$  (диффузор + спрямляющий аппарат) в плоскости решеток лопаточных венцов на 90 % высоты проточной части для различных вариантов ступеней. Изменение уровня КПД на линии рабочих режимов в эксплуатационном диапазоне частот вращения изображено на рисунке 7.

Представленные результаты показывают, что независимо от формы проточной части ступеней реализация требований технического задания возможна, за исключением требуемого уровня КПД. Характер течения в компрессоре удается реализовать с умеренными скоростями и углами поворота потока, за исключением варианта с минимальным диаметром проточной части компрессора. При уменьшении диаметра выхода и рабочего колеса значительно возрастают скорости на входе в лопаточный диффузор, что приводит к значительному увеличению потерь полного давления в выходной системе компрессора. Оценка целесообразности применения каждого варианта компрессора в двигателе определялась по результатам математического моделирования работы двигателя с полученными характеристиками компрессора. Выполненная работа показала возможность создания малоразмерного газотурбинного двигателя с минимальным диаметральной габаритом.

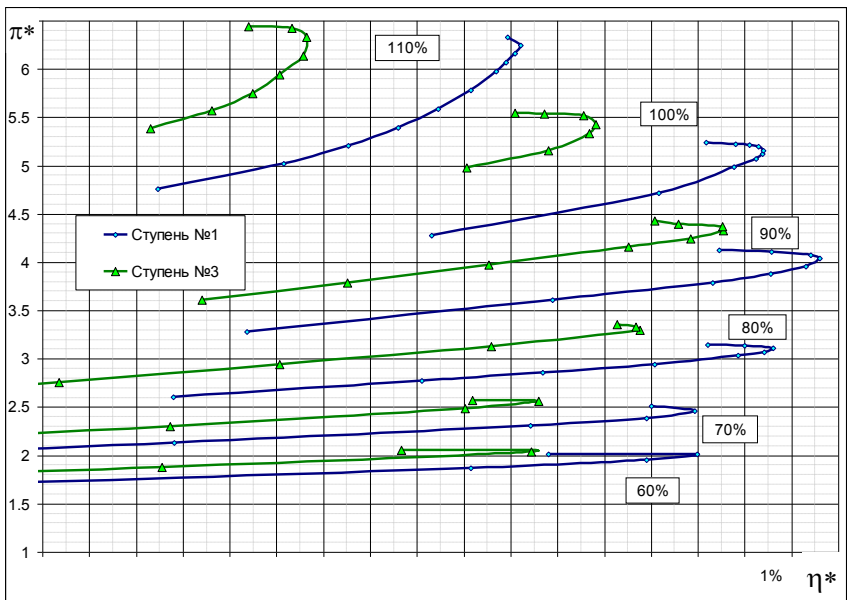
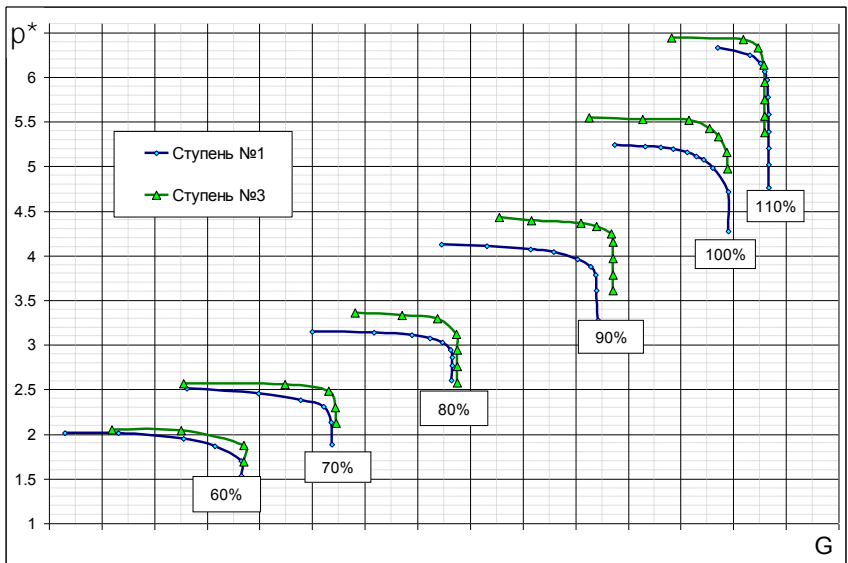
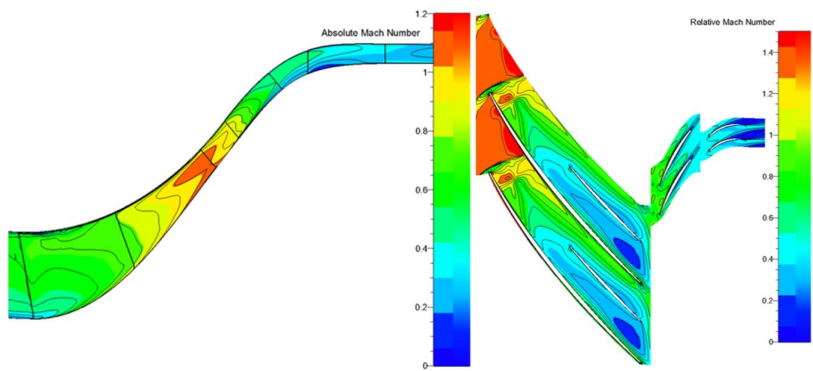
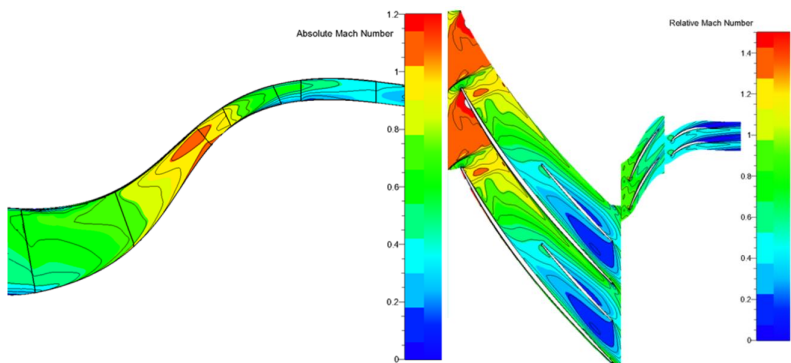


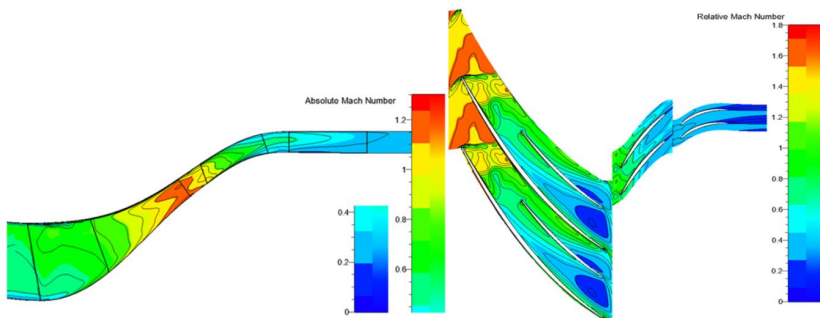
Рис. 5. Характеристика ступеней № 1 и 3



Ступень № 1



Ступень № 2



Ступень № 3

**Рис. 6.** Картина течения меридиональной плоскости и плоскости решеток лопаточных венцов на 90 % высоты проточной части для ступеней № 1, 2, 3

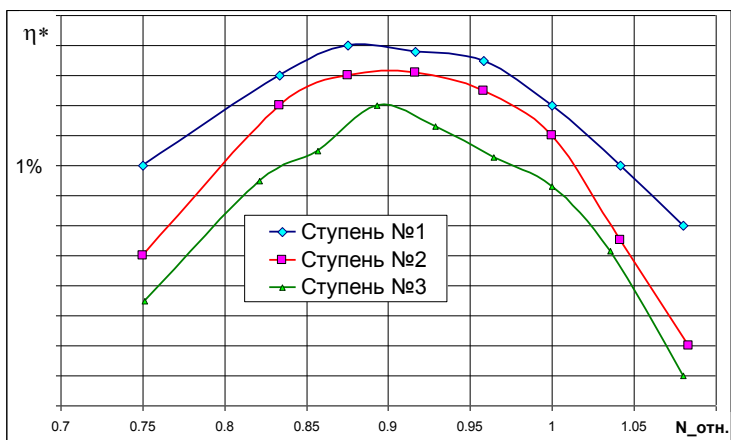


Рис. 7. Изменение КПД на рабочей линии для ступеней № 1, 2, 3

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты данной работы показали широкие возможности использования расчетной CFD-модели компрессора, верифицированной по результатам эксперимента, основанной на решении уравнений Навье-Стокса в форме осреднений по Рейнольдсу. Созданные модели позволили провести исследования по оценке влияния формы проточной части на интегральные параметры и характеристику диагональной ступени. Представленные результаты показали существенное влияние формы проточной части на уровень КПД в рабочем диапазоне частот вращения. Данное исследование позволит на ранних стадиях разработки компрессора более «реалистично» оценивать характеристики ступеней для дальнейшего их использования в модели двигателя, что, в свою очередь, уменьшит технический риск при создании новых ГТД.

## Литература

1. Шмотин Ю. Н., Егоров И. Н., Кретинин Г. В., Фаррахов Ф. А., Федечкин К. С. Методика оптимизации геометрических параметров диагонального компрессора. Сборник научных трудов Всероссийской научно-практической конференции «Академические Жуковские чтения». — Воронеж: ВУНЦ ВВС «ВВА им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина», 2014.
2. Оценка возможностей использования современных численных методов для расчета характеристик высоконапорных диагональных и центробежных ступеней / К. С. Федечкин, Ф. А. Фаррахов, И. Р. Каминский // Авиадвигатели XXI века. Сборник тезисов докладов всероссийской научно-технической конференции. — М.: ЦИАМ, 2015. — С. 272–273.
3. Расчетное исследование влияния величины радиального зазора на характеристики высоконапорных диагональных и центробежных ступеней / К. С. Федечкин, Ф. А. Фаррахов, Г. В. Кретинин // Сборник трудов научно-технической конференции «Климовские чтения — 2016». — СПб.: ОАО «Климов», 2016. — С. 29–32.

**О. В. Батури́н, Д. А. Колма́кова, Г. М. Попо́в, В. Н. Матвеев**

Самарский национальный исследовательский университет имени академика  
С. П. Королева, Самара  
oleg.v.baturin@gmail.com

## **ПОИСК НАИЛУЧШЕГО УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОФИЛЬНЫХ ПОТЕРЬ В ОСЕВОЙ ТУРБИНЕ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ СТАТИСТИКИ**

**Аннотация.** В статье предлагается способ оценки моделей потерь, основанный на статистическом анализе отклонения данных расчета от экспериментальных. Показано, что данные отклонения подчиняются нормальному закону распределения и могут быть описаны величиной математического ожидания  $\mu_{\Delta\xi}$  и среднеквадратического отклонения  $\sigma_{\Delta\xi}$ .

На основании статистического анализа результатов сравнения данных экспериментов с расчетами профильных потерь с помощью наиболее известных моделей, проведенного для 170 решеток осевых турбин, отражающих многообразие турбин авиационных ГТД, было установлено, что наилучшей моделью для описания профильных потерь является модель ЦИАМ. С вероятностью 95 % она показывает отклонение от действительных значений потерь —  $8 \pm 84$  %.

### **Введение**

Осевая турбина является самым распространенным устройством для получения механической работы. Число турбин, работающих в разных отраслях промышленности, исчисляется десятками тысяч. По этой причине задача повышения эффективности турбины является актуальной и обещающей большой экономический эффект.

Анализ публикаций, посвященных совершенствованию рабочих процессов турбин, показывает, что большая часть исследователей сосредоточилась на поиске путей улучшения структуры течения в лопаточных венцах. Значительная часть таких исследований проводится с помощью методов вычислительной газовой динамики (CFD) — самого точного расчетного метода расчетного изучения потока газа. Важнейшим недостатком этого способа исследования является то, что CFD — поверочный расчет. Он является экспертной системой, которая позволяет сделать вывод о качестве конкретного варианта конструкции.

Проектирование каналов турбомашин и формирование геометрии их лопаток по-прежнему осуществляется на основании 1- и 2D-расчетов. CFD-расчеты лишь позволяют выявить и исправить ошибки проектирования, а также учесть особенности течения, которые не учитываются 1- и 2D-расчетами. Кроме того, чем каче-



ственное будет выполнен проектный расчет, тем меньшее число обращений к дорогой в вычислительном плане CFD-модели потребуется и тем быстрее будет найден оптимальный вариант профилирования, тем меньше средств для этого потребуется. По указанным причинам совершенствование методов 1- и 2D-проектирования турбин остается актуальной целью.

Важнейшим вопросом, влияющим на точность предсказания характеристик турбины, является достоверное предсказание потерь энергии в ее проточной части. Сегодня известно более десяти комплексных моделей, позволяющих рассчитать потери в осевых турбинах, и еще несколько десятков уравнений, позволяющих рассчитать отдельные компоненты потерь [1–3]. Эти модели потерь и уравнения были получены за последние 70 лет разными исследователями в разных странах. Сказать, какая из этих моделей является лучшей, или указать области их применения можно только сравнив результаты расчета с экспериментальными данными.

### Обзор экспериментальных данных по профильным потерям в турбинных решетках

В распоряжении авторов имеется отчет [4] Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ) (Россия), в котором содержатся результаты экспериментального определения профильных потерь более чем в 170 незакрученных решетках осевых турбин постоянного по высоте сечения.

Диапазоны варьирования основных геометрических и режимных параметров, рассмотренных в [4], турбинных решеток приведены в таблице 1.

Т а б л и ц а 1

#### Диапазоны варьирования основных параметров рассмотренных решеток [4]

Название	Обозначение	Минимальное значение	Максимальное значение
Приведенная скорость	$\lambda_{w2s}$	0,35	1,5
Лопаточный угол на входе	$\beta_1$ , град	29	105
Лопаточный угол на выходе	$\beta_2$ , град	7	44
Угол поворота потока	$\Delta\beta$ , град	61	137
Относительная толщина лопатки	$\bar{c}_m = C_m/b$	0.08	0,36
Угол отгиба профиля	$\delta$ , град	–6	33
Относительный шаг	$t/b$	0,505	1,05
Степень конфузурности канала	K	0,9	8,3

Здесь и далее под приведенной скоростью  $\lambda$  понимается отношение скорости газа к критической скорости:

$$\lambda = \frac{c}{c_{кр}} = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}} \quad (1)$$

где:  $T^*$  — температура торможения, К;

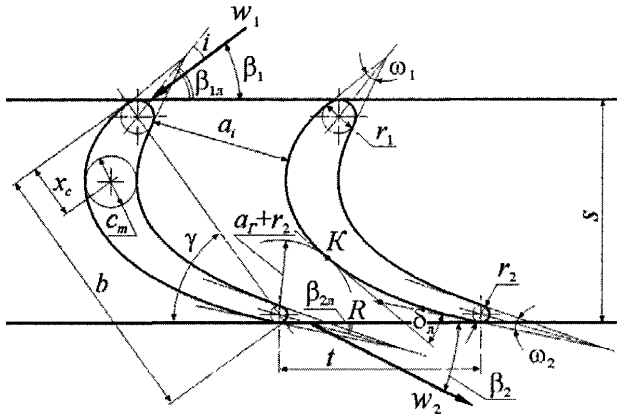
$k = \frac{c_p}{c_v}$  — показатель адиабаты;

$R$  — газовая постоянная.

Приведенная скорость  $\lambda$  и число Маха связаны между собой следующими соотношениями:

$$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \quad (2)$$

Обозначения геометрических параметров турбинной решетки, используемые в таблице 1 и далее в тексте статьи, иллюстрируются рисунком 1 [4]. Также следует обратить внимание, что углы потока измеряются от фронта решетки.



**Рис. 1.** Геометрические параметры решетки профилей осевой турбины [4]

Рассматриваемый в [4] массив решеток отражает все многообразие профилей лопаток осевых турбин, используемых в авиационных ГТД.

Опираясь на найденную информацию, была поставлена задача выяснить, какая из существующих моделей потерь позволяет точнее всего определить величини-

ну профильных потерь в турбинных решетках и характер их изменения под действием различных геометрических и режимных факторов.

Из найденных авторов зависимостей для оценки профильных потерь были выбраны наиболее часто используемые. Всего рассматривалось пять моделей профильных потерь: Содерберга (Soderberg) (в дальнейшем на рисунках модель будет обозначаться Soderberg) [1], Айнли и Мэтисона (Ainley&Mathieson) (далее A&M) [2], Данхема и Кейма (Dunham&Came) (далее D&C) [3], Какера и Окапу (Kacker&Ocaruu) (далее K&O) [5] и Центрального института авиационного моторостроения (Россия) (далее CIAM) [6]. Краткие данные о выбранных моделях потерь приводятся ниже.

### Обзор существующих моделей потерь

Для оценки потерь энергии обычно используется коэффициент потерь  $\xi$ , который равен отношению потерь энтальпии в лопаточном венце к изэнтропической кинетической энергии на выходе из него:

$$\xi = \frac{h_1 - h_{1s}}{\frac{1}{2} w_{2s}^2}. \quad (3)$$

Модель потерь Содерберга [1] была разработана в 1949 году на основе модели сопротивления профилей Цвайфеля и теории пограничного слоя. Она является комплексной и учитывает не только профильные потери, но и вторичные. Уравнение для оценки коэффициента профильных потерь имеет следующий вид [1]:

$$\xi = \left( \frac{10^5}{Re} \right)^{0.25} \left[ (1 + \varepsilon^*) \left( 0,993 + 0,0075 \frac{b}{t} \right) - 1 \right], \quad (4)$$

где  $\varepsilon^* = 0,04 + 0,06 \left( \frac{180 - (\beta_1 + \beta_2)}{100} \right)^2$  — поправка, учитывающая угол поворота потока в решетке.

Модель потерь Айнли и Мэтисона [2] была разработана в 1951 году на основании анализа экспериментальных данных о 25 турбинах. Она широко применяется в оригинальном виде и стала основой для новых моделей потерь. По утверждению авторов точность определения КПД турбины с помощью данной модели составляет  $\pm 3\%$  [2].

Модель потерь Айнли и Мэтисона определяет коэффициент потерь полного давления  $Y$ , который связан с коэффициентом потерь энергии следующим соотношением:

$$Y \cong \xi \left( 1 + \frac{k \cdot M_{w2}^2}{2} \right) \quad (5)$$

Уравнение для оценки профильных потерь в модели Айнли и Мэтисона при нулевом угле атаки имеет следующий вид:

$$Y_{\text{проф}}^{AM} = \left\{ Y_{\text{проф}\beta_{1л}=90} + \left( \frac{90 - \beta_{1л}}{90 - \beta_2} \right)^2 [Y_{\text{пр}\beta_{1л}=\beta_2} - Y_{\text{пр}\beta_{1л}=90}] \right\} \left( \frac{c_m/b}{0,2} \right)^{\frac{90-\beta_{1л}}{90-\beta_2}}, \quad (6)$$

где  $Y_{\text{проф}\beta_{1л}=90}$  — значение профильных потерь для лопаточных венцов с осевым входом потока [1];

$Y_{\text{пр}\beta_{1л}=\beta_2}$  — значение профильных потерь для активных лопаточных венцов [1].

Модель потерь Данхема и Кейма [3] была разработана в 1970 году и является дальнейшим развитием модели Айнли и Мэтисона. Данхем и Кейм ввели в своей модели учет режима течения с помощью числа Маха:

$$Y_{\text{проф}}^{DK} = Y_{\text{проф}}^{AM} (1 + 60(M_{w1} - 1)^2). \quad (7)$$

Модель потерь Какера и Окапу [5] была разработана в 1982 году и тоже базируется на модели Айнли и Мэтисона. Она отличается тем, что в ней введен учет влияния сжимаемости потока, возможности появления местных скачков уплотнения в межлопаточном канале при больших дозвуковых скоростях и влияние числа Рейнольдса.

Профильные потери с помощью модели Какера и Окапу рассчитываются с помощью следующего соотношения [5]:

$$Y_{\text{проф}}^{KO} = 0,914 \left( \frac{2}{3} K_p Y_{\text{проф}}^{AM} + Y_{\text{shock}} \right) f_{Re}, \quad (8)$$

где  $K_p = 1 - 1,25(M_2 - 0,2) \left( \frac{M_1}{M_2} \right)^2$  для  $M_2 < 0,2$  — коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочего тела;

$Y_{\text{волн}} = 0,75(M_{1\text{вт}} - 0,4)^{1,75} \left( \frac{d_{\text{вт}}}{d_k} \right) \left( \frac{p_1}{p_2} \right) \frac{1 - \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}}{1 - \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}}$  — коэффициент, учитывающий влияние местных сверхзвуковых зон;

$M_{1\text{вт}} = M_1 \left( 1 + K \left| \frac{d_{\text{вт}}}{d_k} - 1 \right|^{2,2} \right)$  — число Маха во втулочном сечении;

$f_{Re}$  — коэффициент, учитывающий влияние числа Рейнольдса:

$$f_{Re} = \left( \frac{Re}{2 \cdot 10^5} \right)^{-0,4} \quad \text{при } Re \leq 2 \cdot 10^5;$$

$$f_{Re} = 1 \quad \text{при } 2 \cdot 10^5 < Re < 10^6;$$

$$f_{Re} = \left( \frac{Re}{10^6} \right)^{-0,2} \quad \text{при } Re > 10^6.$$

Модель потерь Центрального института авиационного моторостроения (Россия) была разработана на основе корреляционно-регрессионного анализа большого числа экспериментальных данных. Коэффициент профильных потерь с помощью данной модели потерь оценивается по формуле [6]:

$$\xi_{\Sigma CA} = \xi_{\text{тр}}^0 + \xi_{\text{кр}} + \Delta \xi_{Re CA} + \Delta \xi_{\lambda}, \quad (9)$$

где  $\xi_{\text{тр}}^0$  — коэффициент потерь трения в автомодельной области, рассчитывается по следующей формуле [6]:

$$\xi_{\text{тр}}^0 = 0,02185(0,01065x_1^2 - 2,295x_1 + 160,5) \cdot (0,1055y_1^2 - 0,3427y_1 + 0,295),$$

где  $x_1$  — параметр, учитывающий поворот потока в венце:

если  $\beta_1 + \beta_2 \leq 110^\circ$ , то  $x_1 = \beta_1 + \beta_2$ ;

если  $\beta_1 + \beta_2 > 110^\circ$ , то  $x_1 = 110^\circ$ ;

$y_1$  — параметр, учитывающий конфузорность венца:

если  $\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \leq 1,7$ , то  $y_1 = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}$ ;

если  $\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} > 1,7$ , то  $y_1 = 1,7$ .

Коэффициент кромочных потерь  $\xi_{\text{кр}}$  вычисляется по формуле [6]:

$$\xi_{\text{кр}} = 0,4 \frac{r_2}{t \sin \beta_2},$$

где  $r_2$  — радиус выходной кромки лопатки.

В области малых чисел Рейнольдса ( $Re \leq 10^{-6}$ ) вводится поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные потери [6]:

$$\Delta \xi_{Re} = \frac{2100}{Re} - 0,0021.$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние скорости потока,  $\Delta \xi_{\lambda}$ , равен [6]:

$$\Delta \xi_{\lambda} = (3,61x^3 - 7,22x^2 - 3,87x - 0,26) \cdot (\xi_{\text{тр}}^0 + \xi_{\text{кр}} + \Delta \xi_{Re}),$$

где  $x = \frac{\lambda_{w2s}}{\lambda_{\text{sopt}}}$ ;

$\lambda_{1s}$  — приведенная изоэнтропическая скорость в выходном сечении сопловой решетки;

$\lambda_{\text{sopt}}$  — оптимальная величина  $\lambda_s$ . Для сопловой решетки она составляет 0,9, для рабочей — 0,8.

### Сравнение результатов прямого расчета профильных потерь с экспериментальными данными

Для каждой турбинной решетки, данные о которой имеются в источнике [4], приводится зависимость коэффициента профильных потерь  $\xi$  от изоэнтропической скорости на выходе из решетки  $\lambda_{w2s}$  (рис. 2). Подобные зависимости были рассчитаны для всех 170 решеток с помощью описанных выше моделей потерь и сопоставлены с экспериментальными данными. Для примера на рисунке 3 приведены результаты сопоставления для решеток № 42, 55, 119, 135. Номера решеток соответствуют номерам в источнике [4].

Как видно из анализа рисунка 3, полученные данные не позволяют однозначно сказать, какая из моделей потерь является наилучшей. Любая из них может для одной решетки давать близкое совпадение, а для другой решетки показывать значение потерь, отличающееся от реального более чем вдвое. Следует отметить, что чаще всего совпадение расчетных и экспериментальных данных наблюдается в околосвуковом диапазоне. При больших сверхзвуковых скоростях совпадения наблюдаются существенно реже. В частности, модели Содерберга и Айнли и Мэтисона для сверхзвуковых скоростей потока в решетке описывают тенденцию изменения потерь с ростом скорости течения принципиально неверно. Также обращает на себя внимание тот факт, что в дозвуковом диапазоне модели Айнли и Мэтисона и Данхема и Кейма показывают идентичные результаты.

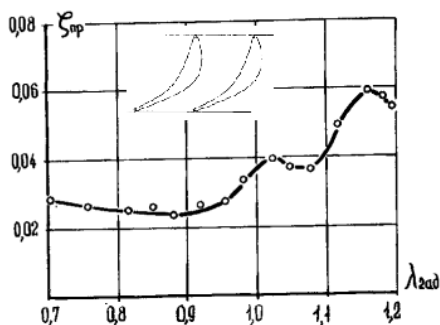
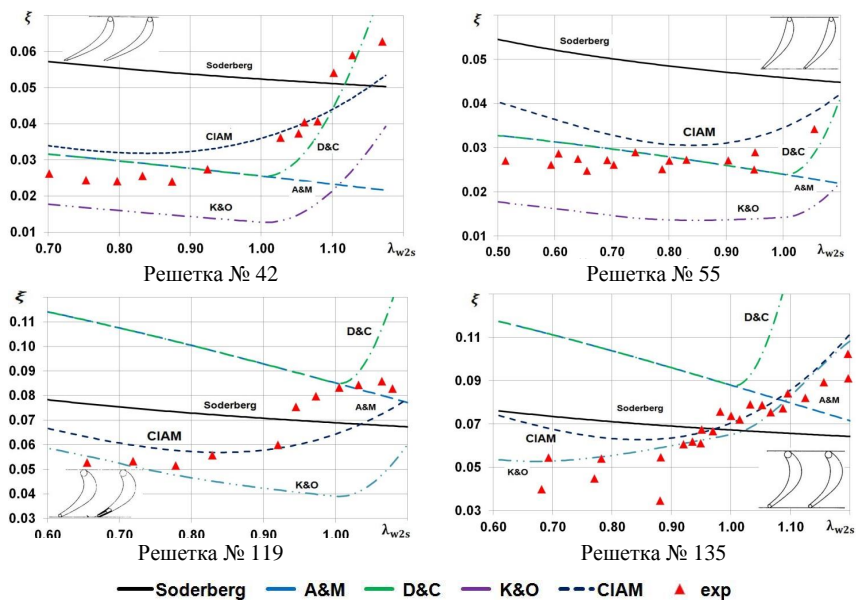


Рис. 2. Пример зависимости коэффициента профильных потерь  $\xi$  от изоэнтропической скорости на выходе из решетки  $\lambda_{w2s}$  [4]



**Рис. 3.** Сопоставление результатов расчета профильных потерь с помощью разных моделей с данными эксперимента

### Статистический анализ результатов расчета по выбранным моделям потерь

Для того чтобы однозначно сказать, какая из моделей профильных потерь показывает лучшие результаты, был предложен следующий алгоритм действий.

На первом этапе для каждой решетки экспериментальные данные были описаны с помощью одного или нескольких регрессионных уравнений. Для каждой решетки было найдено собственное уравнение в виде полинома 3...6 степени вида  $\xi_{\text{эксп}} = f(\lambda_{c1s})$ .

С их помощью для каждой решетки были вычислены ожидаемые в эксперименте значения профильных потерь  $\xi_{\text{эксп}}$  при значениях изэнтропической приведенной скорости  $\lambda_{w2s}$  от 0,6 до 1,2 с шагом 0,05.

Значения профильных потерь  $\xi_{\text{расч}}$  для тех же значений  $\lambda_{w2s}$  были рассчитаны для всех решеток с помощью выбранных моделей потерь. Затем для каждого вычисленного значения потерь было найдено его относительное отклонение от ожидаемого экспериментального значения, найденного ранее:

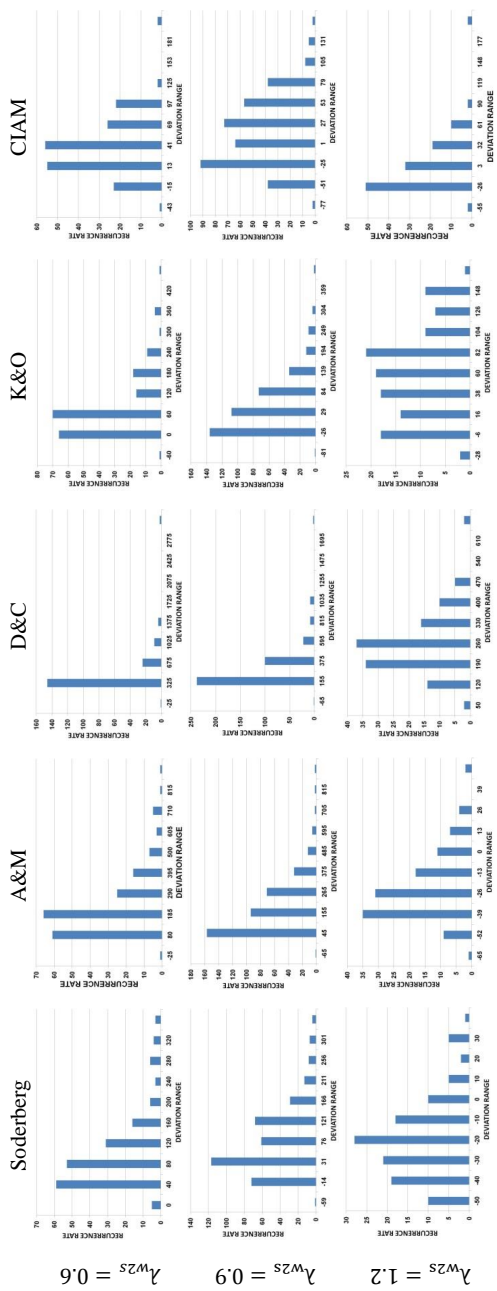
$$\Delta\xi_i = \frac{(\xi_{\text{расч}} - \xi_{\text{эксп}})}{\xi_{\text{расч}}} \cdot 100 \%. \quad (10)$$

Таким образом, для каждой рассмотренной модели потерь и для каждого выбранного значения приведенной скорости  $\lambda_{w2s}$  было получено множество отклонений расчетных значений от экспериментальных данных  $\Delta\xi$ .

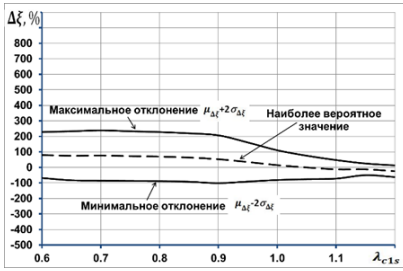
Статистический анализ полученных данных показал, что внутри каждого множества значение  $\Delta\xi$  подчиняется нормальному закону распределения (рис. 4). Это позволяет для каждой модели потерь и для каждого рассмотренного значения изоэнтропической приведенной скорости  $\lambda_{w2s}$  указать математическое ожидание  $\mu_{\Delta\xi}$  отклонения данных расчета от эксперимента  $\Delta\xi$  и величину среднеквадратичного отклонения  $\sigma_{\Delta\xi}$ . Таким образом, появляется возможность для каждой модели и значения приведенной изоэнтропической скорости указать, что отклонение расчетных данных от действительности с вероятностью 95 % составит  $\mu_{\Delta\xi} \pm 2\sigma_{\Delta\xi}$  и вычислить конкретные численные значения  $\mu_{\Delta\xi}$  и  $\sigma_{\Delta\xi}$ .

На рисунке 5 показано, как изменяются наиболее вероятное значение отклонения расчетных данных от экспериментальных  $\Delta\xi$  в зависимости от значений изоэнтропической приведенной скорости  $\lambda_{w2s}$  для всех рассмотренных моделей потерь. На том же рисунке обозначены найденные максимальные и минимальные возможные значения отклонений  $\Delta\xi$  с вероятностью 95 %. То есть с указанной вероятностью отклонение вычисленного значения потерь от действительного значения на графиках на рисунке 5 будет лежать между кривыми, соответствующими максимальному и минимальному отклонениям.

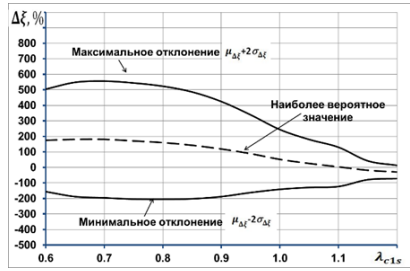




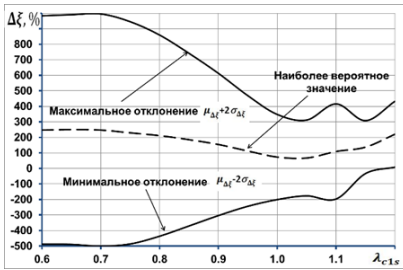
**Рис. 4.** Гистограммы распределения значений отклонения для рассмотренных моделей потерь при разных значениях приведенных изотропических скоростей погода



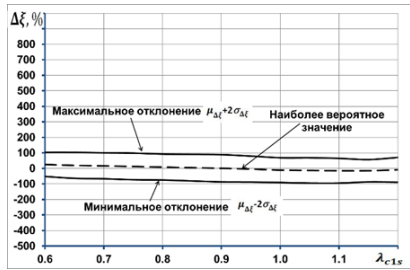
Модель Содерберга



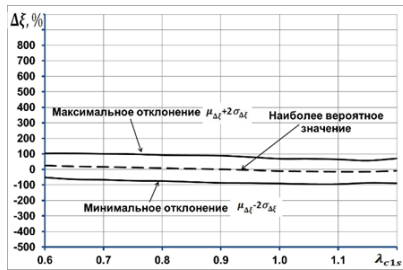
Модель Айтли и Мэтисона



Модель Данхема и Кейма



Модель Какера и Окапу



Модель ЦИАМ

**Рис.5.** Изменения наиболее вероятного значения отклонения расчетного значения профильных потерь от действительных значений и границ рассеивания с вероятностью 95 % в зависимости от  $\lambda_{w2s}$  для разных моделей потерь

Средние в рассматриваемом диапазоне значения математического ожидания  $\mu_{\Delta\xi}$  и среднеквадратического отклонения  $\sigma_{\Delta\xi}$  для рассмотренных моделей потерь приведены в таблице 2.

**Осредненные по рассматриваемому диапазону результаты статистического анализа рассмотренных моделей потерь**

Модель потерь	$\mu_{\Delta\xi}, \%$	$\sigma_{\Delta\xi}, \%$	$\delta\varepsilon_{\Sigma}, \%$
Soderberg	45,83	74,96	87,85
A&M	119,235	141,68	185,17
D&C	173,25	237,67	281,71
K&O	29,97	86,57	91,619
СИАМ	-8,5	42,53	43,371

### Выводы

Анализ данных на рисунке 5 и в таблице 2 позволяет сделать следующие выводы. Все рассматриваемые модели профильных потерь показывают наилучшие результаты (наименьшее отклонение наиболее вероятного значения и значение среднеквадратичного отклонения) в диапазоне приведенных скоростей от 0,8 до 1,2. Все рассмотренные модели потерь с большой вероятностью превышают значения профильных потерь при дозвуковых скоростях течения ( $\lambda_{w2s}$  менее 0,8). При этом отмечаются большие (превышающие 200 %) среднеквадратические отклонения.

По мере приближения скоростей к скорости звука уменьшается значение среднеквадратического отклонения, а значение наиболее вероятного значения уменьшается и для ряда моделей (Soderberg, A&M, СИАМ) становится отрицательным, что говорит о занижении расчетной оценки потерь. Наихудшие результаты из рассмотренных моделей показывает модель Данхема и Кейма. Она показывает наибольшие значения  $\mu_{\Delta\xi}$  и  $\sigma_{\Delta\xi}$ .

Наилучшие результаты показывают модели Какера и Окапу и СИАМ. В целом обе указанные модели показывают близкие статистические результаты, особенно в трансзвуковой области. Однако предпочтение следует все же отдать модели СИАМ, поскольку у данной модели наименьшее значение как математического ожидания, так и среднеквадратичного отклонения из всех моделей. Более того, их значение стабильно и мало меняется с величиной скорости течения. Также при анализе рисунка 5 обращают на себя внимание неплохие статистические результаты, показанные моделью Содерберга.

Авторы выражают благодарность Алексею Юрьевичу Горшкову за помощь в выполнении расчетных исследований, описанных в настоящей статье.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013–2020 годы.

## Литература

1. *Horlock J. H.* Axial Flow Turbines / J. H. Horlock. — Butterworths, UK, 1965. — 268 с.
2. *Ainley D. G.* An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines / D. G. Ainley, G. C. R. Mathieson // Reports & memoranda; no. 2891, British ARC, 1955.
3. *Dunham J.* Improvements to the Ainley/Mathieson Method of Turbine Performance Prediction / J. Dunham, P. M. Came // ASME Journal of Engineering for Power. — 1970. 92 (3). — С. 252–256.
4. *Венедиктов В. Д.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В. Д. Венедиктов, А. В. Грановский. — М.: ЦИАМ, 1990. — 393 с.
5. *Kacker S. C.* A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency / S. C. Kacker, U. Окару // ASME Journal of Engineering for Power. — 1982. 104 (2). — С. 111–119.
6. *Абианц В. Х.* Теория газовых турбин реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1979. — 246 с.

*О. В. Батури́н, Д. А. Колма́кова,  
Г. М. Попо́в, В. Н. Матвеев*

Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королева, Самара  
oleg.v.baturin@gmail.com

## **ПОЛУЧЕНИЕ ТОЧНОГО УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОФИЛЬНЫХ ПОТЕРЬ В ОСЕВЫХ ТУРБИНАХ С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ**

**Аннотация.** На основании анализа природы профильных потерь и с применением методов математической оптимизации, опираясь на указанные статистические критерии, было предложено уравнение, которое позволяет определить профильные потери осевой турбины точнее, чем существующие модели. С вероятностью 95 % она показывает отклонение от действительных значений потерь  $10 \pm 61$  %. При этом новое уравнение позволяет учесть большее число факторов, влияющих на величину потерь.

### **Выбор переменных, влияющих на потери.**

#### **Обоснование выбора вида уравнения**

В своих предыдущих работах [1] авторы провели исследования, которые показали, что все широко используемые при проведении проектных расчетов уравнения для оценки профильных потерь показывают значительную погрешность. По этой причине было принято решение на основе имеющихся экспериментальных данных сделать попытку получить собственное уравнение для вычисления профильных потерь.

Первая задача на пути к поставленной цели состояла в выборе переменных, влияющих на значение потерь и вида уравнения. Для этого был проведен анализ научно-технической литературы [2; 3; 4; 5; 6]. Под профильными потерями понимаются потери энергии на поверхности обтекаемой лопатки, не связанные с влиянием концевых поверхностей (втулочной и периферийной). Принято считать, что профильные потери состоят из четырех компонентов: потери трения, кромочные, волновые и потери на отрыв. Их физический смысл, а также параметры, влияющие на их величину, приведены в таблице 1.

Компоненты профильных потерь и параметры, влияющие на них

Компонент профильных потерь	Физический смысл	Влияющие факторы
Трение	Связаны с процессами, в пограничном слое на поверхности лопатки	Форма профиля (хорда, толщина, положение максимальной толщины, угол поворота потока и др.), шаг решетки и скорость потока
Кромочные	Связаны с образованием вихревого следа за выходными кромками лопаток	Радиус выходной кромки, форма косоого среза и шаг решетки
Отрыв	Связаны с отрывом потока вблизи входной кромки при возникновении угла атаки	Радиус входной кромки и угол атаки
Волновые	Связаны с возникновением скачков уплотнения в областях с местными сверхзвуковыми скоростями	Скорость потока лопаточном венце

При анализе компонентов профильных потерь особо был отмечен следующий факт. Все составляющие профильных потерь за исключением волновых изменяются во всем диапазоне изменения скоростей потока. Причем с ростом скорости потери трения и кромочные будут уменьшаться и стремиться асимптотически к некоторому значению. Волновые потери при малых скоростях течения отсутствуют и появляются при  $\lambda_{w2s} = 0,75 \dots 0,85$ . С ростом скорости данный вид потерь возрастает (рис. 1). Противоположное влияние двух указанных факторов обуславливает вид зависимости  $\xi = f(\lambda_{w2s})$ , приведенный на рисунке 1.



Рис. 1. К объяснению соотношения потерь трения, кромочных и волновых

Опираясь на проведенный анализ, из всех геометрических и режимных параметров профиля были выбраны те, которые, по мнению авторов, оказывают существенное влияние на величину профильных потерь и которые должны быть учтены при выводе уравнения для профильных потерь. Поскольку выводимое уравнение должно быть универсальным, большая часть выбранных параметров была безразмерна. В таблице 2 приводится список выбранных переменных.

На основе анализа формы уравнений, описывающих профильные потери в существующих моделях потерь [3; 4], был выбран ожидаемый вид уравнения:

$$\xi_{\text{проф}} = (K_i \cdot K_{re} \cdot \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}}) + \xi_{\lambda}, \quad (1)$$

где  $\xi_{\text{тр}} = A_2 \left(\frac{\Delta\beta}{100}\right)^2 + A_3 \bar{X}_c + A_4 \left(\frac{c_m}{b}\right) + A_8 \lambda_{w2s} + A_7 \left(\frac{t}{b}\right) + A_9$  — коэффициент профильных потерь;

$K_i = 1 + A_1 \left(\frac{i}{\beta_1}\right)^2$  — коэффициент, учитывающий потери на отрыв;

$K_{re} = A_6 \left(\frac{2 \cdot 10^5}{Re}\right)^{0.25}$  — коэффициент, учитывающий влияние числа Рейнольдса;

$\xi_{\text{кр}} = A_5 \frac{r_2}{r \sin(\beta_2 + \delta)}$  — коэффициент, учитывающий кромочные потери.

$\xi_{\lambda} = A_{10} \sin(A_{14} \lambda_{w2s} + A_{11}) + A_{12} \lambda_{w2s} + A_{13}$  — коэффициент, учитывающий волновые потери.

$A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}, A_{11}, A_{12}, A_{13}, A_{14}$  — коэффициенты уравнений.

Т а б л и ц а 2

**Переменные, оказывающие влияние на величину профильных потерь**

Обозначение	Название	Вид потерь, на которые влияет
$\frac{\Delta\beta}{100}$	Относительный угол поворота потока в турбинной решетке	Трение
$\bar{X}_c = \frac{X_c}{b}$	Относительное положение максимальной толщины профиля	Трение
$\frac{c_m}{b}$	Относительная максимальная толщина профиля	Трение
$\lambda_{w2s}$	Изэнтропическая приведенная скорость на выходе из турбинной решетки	Трение, волновые
$\frac{t}{b}$	Относительный шаг	Трение, кромочные
$\frac{i}{\beta_1}$	Относительный угол атаки	Отрыв
$Re$	Число Рейнольдса	Трение
$\beta_2$	Угол выхода потока из турбинной решетки, град	Кромочные
$\delta$	Угол отгиба профиля, град	Кромочные
$r_2$	Радиус выходной кромки	Кромочные

На выбор формы уравнения повлияло желание того, чтобы все слагаемые были одного порядка, а также проведенное предварительно исследование уравнений другого вида по алгоритму, описанному ниже.

Таким образом, задача вывода нового уравнения профильных потерь свелась к поиску численных значений коэффициентов уравнений.

### Алгоритм поиска коэффициентов уравнения

Задача поиска коэффициентов уравнения фактически является поиском экстремума функции. Действительно, следует найти такое сочетание коэффициентов, которое обеспечит минимальное отличие результатов расчета от экспериментальных данных. По этой причине для поиска значений коэффициентов уравнения была использована программа оптимизации IOSO [7].

В основе программы IOSO лежит метод оптимизации, основанный на построении поверхности отклика, которая уточняется и эволюционирует при каждом обращении к расчетной модели. Каждая итерация IOSO содержит в себе два шага. На первом этапе, на основании ранних обращений к модели с разным сочетанием варьируемых переменных, строится функция отклика в виде многоуровневого графа. На следующем этапе проводится поиск экстремума найденной функции. Такой подход позволяет постоянно корректировать поверхность отклика в процессе оптимизации. В результате для ее построения и получения первых результатов требуется необычно малое число начальных точек для запуска процесса оптимизации [7].

Достоинством IOSO является то, что данный алгоритм обладает низкой чувствительностью к топологии целевых функций и позволяет успешно решать задачи для гладких, унимодальных, многоэкстремальных и недифференцируемых функций.

При постановке задачи оптимизации в качестве варьируемых переменных были выбраны искомые коэффициенты уравнения A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7, A8, A9, A10, A11, A12, A13, A14. Их величины менялись в диапазоне  $\pm 100$ .

В качестве критерия оптимизации было выбрано среднеинтегральное отклонение расчетных данных от экспериментальных во всем рассматриваемом диапазоне:

$$\delta \varepsilon_{\Sigma} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\delta \varepsilon_i)^2}{n}}, \quad (1)$$

где  $\delta \varepsilon_i$  — относительное отклонение от ожидаемого экспериментального значения, найденного для конкретного значения условной приведенной скорости и конкретной решетки профилей;

n — суммарное число вычисленных значений относительного отклонения для различных сочетаний условной приведенной скорости и различных решеток профилей.

Очевидно, что чем меньше будет данная величина, тем ближе уравнение описывает массив экспериментальных данных.

Таким образом, в ходе процесса оптимизации программе IOSO была поставлена задача найти такое сочетание коэффициентов, при котором  $\delta \varepsilon_{\Sigma}$  будет минимальным.



В ходе выполнения своих внутренних алгоритмов IOSO формировала некоторое сочетание варьируемых переменных. Они загружались в файл программы Excel, который вычислял значения относительного отклонения от ожидаемого экспериментального значения  $\delta\epsilon_i$  для различных значений изоэнтропической приведенной скорости  $\lambda_{w2s}$  для 170 решеток. Значение  $\lambda_{w2s}$  для каждой решетки изменялось в интервале от 0,5 до 1,4 с шагом 0,05. Всего для одного сочетания варьируемых переменных рассчитывалось свыше 27,5 тыс. значений  $\delta\epsilon_i$ .

В конечном итоге файл Excel рассчитывал значение среднеинтегрального отклонения расчетных данных от экспериментальных во всем рассматриваемом диапазоне  $\delta\epsilon_\Sigma$ , а также средние во всем рассматриваемом диапазоне значения математического ожидания  $\mu_{\Delta\xi}$  и среднеквадратического отклонения  $\sigma_{\Delta\xi}$ .

Учитывая, что волновая составляющая профильных потерь проявляется не при всех значениях скоростей, оптимизация велась в два этапа. На первом этапе, опираясь на значения отклонений для  $\lambda_{w2s}$  из диапазона 0,5...0,75, были найдены коэффициенты (A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7, A8, A9), учитывающие потери трения, кромочные и на отрыв. Затем при фиксированных значениях найденных коэффициентов, опираясь на значения отклонений во всем рассматриваемом диапазоне  $\lambda_{w2s} = 0,5 \dots 1,4$ , были найдены значения коэффициентов члена, учитывающего волновые потери (A10, A11, A12, A13, A14).

### Финальное уравнение и сравнение его с другими моделями потерь

В результате проведения оптимизации было достигнуто минимальное значение  $\delta\epsilon_\Sigma$ , равное 33. При этом математическое ожидание  $\mu_{\Delta\xi}$  и среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{\Delta\xi}$  составили соответственно — 10 и 31. Значения коэффициентов уравнения, при которых достигается такой результат, приведены в таблице 3.

Т а б л и ц а 3

**Значения коэффициентов уравнения, при которых достигается минимальное среднеинтегральное отклонение расчетных данных от экспериментальных**

Коэффициент	Значение	Коэффициент	Значение
A1	5,52661	A8	-37,16360
A2	1,16463	A9	-53,81240
A3	99,99734	A10	19,82116
A4	69,11952	A11	-53,727
A5	0,68967	A12	1,650231
A6	0,00036	A13	16,11946
A7	99,96786	A14	-9,93227

Таким образом, выведенное уравнение для расчета профильных потерь имеет следующий вид:

$$\xi_{\text{проф}} = (K_i \cdot K_{re} \cdot \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}}) + \xi_{\lambda}, \quad (2)$$

где  $\xi_{\text{тр}} = 1,16463 \left(\frac{\Delta\beta}{100}\right)^2 + 99,99734 \cdot \overline{X}_c + 69,11952 \cdot \left(\frac{C_m}{b}\right) - 37,16360 \lambda_{w2s} + 99,96786 \left(\frac{t}{b}\right) - 53,81240$  — коэффициент профильных потерь;

$K_i = 1 + 5,52661 \cdot \left(\frac{i}{\beta_1}\right)^2$  — коэффициент, учитывающий потери на отрыв;

$K_{re} = 0,00036 \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^5}{Re}\right)^{0,25}$  — коэффициент, учитывающий влияние числа Рейнольдса;

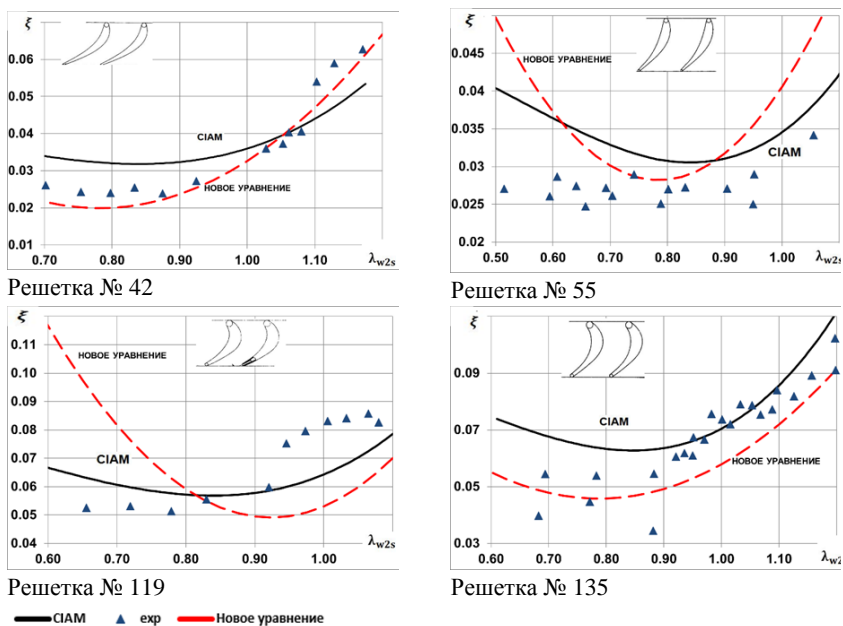
$\xi_{\text{кр}} = 0,68967 \frac{\Gamma_2}{t \cdot \sin(\beta_2 + \delta)}$  — коэффициент, учитывающий кромочные потери.

$\xi_{\lambda} = 19,82116 \cdot \sin(-9,93227 \cdot \lambda_{w2s} - 53,727) + 1,650231 \cdot \lambda_{w2s} + 16,11946$  — коэффициент, учитывающий волновые потери.

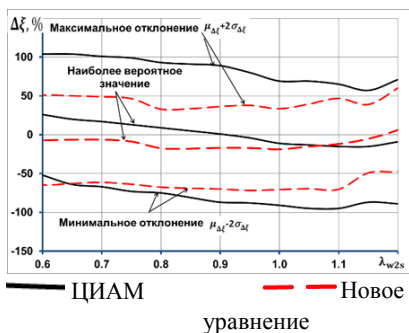
Любопытно сравнить статистические параметры нового уравнения с аналогичными данными для других моделей профильных потерь. Видно, что полученное уравнение показывает лучшие статистические данные по сравнению со всеми рассмотренными ранее моделями потерь. Выведенное уравнение показывает близкое значение математического ожидания к модели ЦИАМ (обе модели занижают величину профильных потерь примерно на 10 %), но имеет на 25 % (отн.) лучшее среднеквадратическое отклонение. Другие рассмотренные модели потерь существенно проигрывают выведенному уравнению по всем статистическим критериям.

Сделанные выводы иллюстрируются рисунком 2, где для примера построены зависимости коэффициента профильных потерь  $\xi$  от изоэнтропической скорости на выходе из решетки  $\lambda_{w2s}$  для решеток № 42, 55, 119, 135. На рисунке 3 показано, как изменяется наиболее вероятное значение отклонения расчетных данных от экспериментальных  $\Delta\xi$  в зависимости от значений изоэнтропической приведенной скорости  $\lambda_{w2s}$  для всех рассмотренных моделей потерь. На том же рисунке обозначены найденные максимальные и минимальные возможные значения отклонений  $\Delta\xi$  с вероятностью 95 %. На рисунках 2 и 3 для сравнения показаны данные для модели потерь ЦИАМ, наилучшей из рассмотренных ранее.

Как видно из рисунка 2, кривые, полученные с помощью нового уравнения, хорошо описывают экспериментальные данные для большинства рассматриваемых решеток. Часто рассчитанная по новому уравнению зависимость  $\xi = f(\lambda_{w2s})$  находится ближе к экспериментальным точкам, чем кривая, полученная по уравнениям ЦИАМ. При этом следует отметить, что зависимости  $\xi = f(\lambda_{w2s})$  имеют близкий характер протекания.



**Рис. 2.** Сопоставление результатов расчета профильных потерь с помощью созданной модели потерь с данными эксперимента и расчетами по модели ЦИАМ



**Рис. 3.** Сопоставления изменения наиболее вероятного значения отклонения расчетного значения профильных потерь от действительных значений и границ рассеивания с вероятностью 95 % в зависимости от изоэнтропической приведенной скорости  $\lambda_{w2s}$  для выведенного уравнения и модели ЦИАМ

Информация, представленная на рисунке 3, подтверждает качественно выводы о результатах в оценке профильных потерь нового уравнения и модели ЦИАМ. Однако видно, что при  $\lambda_{w2S}$  математическое ожидание расчетов по новому уравнению мало меняется и находится ближе к нулю, что говорит о близости расчетных и экспериментальных данных. Также из рисунка 2 наглядно видно, что новое уравнение позволяет получить меньшее рассеивание экспериментальных и расчетных данных.

### **Выводы**

В результате проделанной работы был предложен способ оценки моделей потерь, основанный на статистическом анализе отклонения данных расчета от экспериментальных. Показано, что данные отклонения подчиняются нормальному закону распределения и могут быть описаны величиной математического ожидания  $\mu_{\Delta\xi}$  и среднеквадратического отклонения  $\sigma_{\Delta\xi}$ .

На основании статистического анализа результатов сравнения данных экспериментов с расчетами профильных потерь с помощью наиболее известных моделей, проведенного для 170 решеток осевых турбин, отражающих многообразие турбин авиационных ГТД, было установлено, что наилучшей моделью для описания профильных потерь является модель ЦИАМ. С вероятностью 95 % она показывает отклонение от действительных значений потерь —  $8 \pm 84$  %.

На основании анализа природы профильных потерь и с применением методов математической оптимизации, опираясь на указанные статистические критерии, было предложено уравнение, которое позволяет определить профильные потери осевой турбины точнее, чем существующие модели. С вероятностью 95 % оно показывает отклонение от действительных значений потерь  $10 \pm 61$  %. При этом новое уравнение позволяет учесть большее число факторов влияющих на величину потерь.

Представленная работа является первым этапом к поиску наилучшей модели потерь для осевой турбины и касается только профильных потерь. В дальнейшем аналогичным образом планируется проанализировать другие виды потерь, имеющие место в межлопаточном канале осевой турбины. В итоге планируется достоверно определить, какая модель является лучшей, либо разработать новую, превосходящую по точности существующие.

Авторы выражают благодарность Алексею Юрьевичу Горшкову за помощь в выполнении расчетных исследований, описанных в настоящей статье.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013–2020 годы.

## Литература

1. *Baturin O.* Selection of Models to Assess the Profile Losses in Blade Rows Using the Methods of Mathematical Statistics / O. Baturin, D. Kolmakova, A. Gorshkov, G. Popov // Proceedings of the ASME 2015 Gas Turbine India Conference GTINDIA2015, Paper No. GTINDIA2015-1245.
2. *Венедиктов В. Д.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В. Д. Венедиктов, А. В. Грановский. — М.: ЦИАМ, 1990. — 393 с.
3. *Kacker S. C.* A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency / S. C. Kacker, U. Okapu // ASME Journal of Engineering for Power. — 1982. 104 (2). — С. 111–119.
4. *Абианц В. Х.* Теория газовых турбин реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1979. — 246 с.
5. *Denton J. D.* The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines / J. D. Denton // Journal of Turbomachinery. — 1993. 115 (4). — С. 621–656.
6. *Lewis R. I.* Turbomachinery performance analysis / R. I. Lewis. — Elsevier Science & Technology Books Pub. — 1996. — 329 с.
7. *Egorov I. N.* IOSO Optimisation Toolkit — Novel Software to Create Better Design / I. N. Egorov, G. V. Kretinin, I. A. Leshchenko, S. V. Kuptzov // 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimisation, 04–06 Sep. 2002, Atlanta, Georgia.

*В. Н. Матвеев, Г. М. Попов, О. В. Батурин, Ю. Д. Новикова,  
А. А. Волков*

Самарский национальный исследовательский университет имени академика  
С. П. Королева, Самара  
grishatty@gmail.com

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОСЕВЫХ НЕОХЛАЖДАЕМЫХ ТУРБИН, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ОПТИМИЗАЦИОННЫХ И ПОВЕРОЧНЫХ РАСЧЕТОВ**

**Аннотация.** В статье предлагается способ выбора параметров численных моделей рабочего процесса осевых неохлаждаемых турбин газотурбинных двигателей. Выполненные исследования позволили сформировать рекомендации по выбору параметров численных моделей рабочего процесса турбин, предназначенных как для выполнения оптимизационных расчетов, так и для выполнения поверочных расчетов или исследований. Совместное использование оптимизационных и поверочных численных моделей позволяет снизить требуемое на газодинамическую доводку или оптимизацию время до 10 раз.

### **Введение**

Конкурентоспособность газотурбинных двигателей (ГТД) во многом определяется их топливной экономичностью. При этом она существенно зависит от газодинамической эффективности турбин низкого давления (ТНД), а также свободных турбин (СТ). Влияние КПД турбин на удельный расход топлива можно оценить следующим образом: 1 % роста КПД ТНД снижает расход топлива ТРДД приблизительно на 0,7 %, а 1 % роста КПД СТ уменьшает расход топлива ГТУ двигателя приблизительно на 1 % [1].

В настоящее время при проектировании и доводке турбомашин широко используются методы вычислительной газовой динамики [2]. Их применение хотя и сопряжено с существенными затратами временных и вычислительных ресурсов, однако позволяет с высокой достоверностью (относительно других расчетных методов) определять характеристики турбин без проведения эксперимента. Кроме того, применение численного моделирования позволяет при доводке турбин широко использовать методы математической оптимизации [3]. По этой причине в настоящее время существует необходимость в получении эффективных 3D-численных моделей рабочего процесса неохлаждаемых осевых турбин для применения их при оптимизации и доводке изделий. Здесь и далее под эффективными 3D-моделями понимаются численные расчетные модели, сочетающие в себе максимальную точность моделирования при наименьшем времени расчета [4].

## **Анализ имеющихся в технической литературе рекомендаций по построению численных моделей неохлаждаемых осевых турбин**

На первом этапе работы был проведен анализ процесса численного моделирования течения вязкого сжимаемого газа на основе решения осредненных по времени уравнений Навье — Стокса (RANS). К численным моделям рабочего процесса осевых турбин, используемым при проектировании и оптимизации, выдвигаются два основных требования. С одной стороны, они должны с высокой точностью описывать рабочие процессы, происходящие в турбине. С другой стороны, требовать для получения решения небольшое время [5; 6].

Анализ 80 публикаций, опубликованных за последние пять лет на конференциях ASME TurboEXPO, связанных с исследованием и оптимизацией рабочего процесса осевых турбин, показал, что среди всех параметров, настраиваемых при формировании численных моделей, наибольшее внимание авторы уделяют параметрам расчетной сетки и выбираемым моделям турбулентности. В результате анализа не было выявлено единых универсальных рекомендаций по формированию численных моделей рабочих процессов осевых турбин. У исследователей нет единого взгляда на то, какие параметры должны описывать конфигурацию расчетной сетки, разные авторы используют различные сочетания параметров. Если рекомендации по выбору числа и размеров конечных объемов в двухмерном межлопаточном канале еще встречаются, то рекомендации по выбору параметров, определяющих распределение элементов по высоте проточной части турбин с различными высотами лопаток, отсутствуют.

Интересно отметить, что из 80 рассмотренных исследований только в 70 содержится хотя бы минимальное описание используемых численных моделей и закономерностей выбора их параметров. Кроме того, только в 18 исследованиях проводится исследование влияния параметров моделей на точность расчета. Анализа влияния настроек на скорость расчета не было найдено вовсе.

При проведении анализа было обращено внимание на то, что выбор параметров численных моделей обычно мотивируется общими соображениями численного моделирования, вытекающими из самого метода. Ни в одной работе выбор параметров не увязан со структурой течения в исследуемом канале турбины, что, по мнению авторов, является серьезным недостатком всех рассмотренных работ.

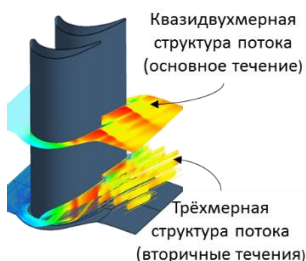
Тем не менее по результатам обзора результатов исследований рабочего процесса турбин и литературы, описывающих основы CFD моделирования, были определены наиболее часто встречающиеся рекомендации по выбору параметров численных моделей рабочего процесса турбин:

- количество элементов в трехмерной сетке одного лопаточного венца: от 0,5 млн до 1,5 млн;
- количество элементов в 2D-сетке лопаточного венца: от 10 000 до 20 000;
- значение безразмерного параметра  $y^+$  на поверхностях торцевых стенок и лопаток:  $y^+ = 1$ ;

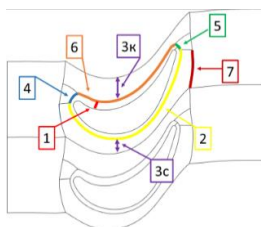
- модель турбулентности  $k-\omega$ , SST или Spalart — Allmaras;
- значение коэффициента роста ячеек (Expansion Ratio) — до 1,4.

### Анализ структуры течения в венце осевой турбины и формирование алгоритма исследования

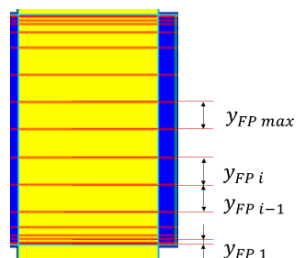
На следующем этапе был проведен анализ структуры течения рабочего тела в межлопаточных каналах осевых турбин с аэродинамически длинными лопатками. В подобных каналах выделяют две характерные зоны: зону основного течения и зоны вторичных течений. В области основного течения поток является квазидвухмерным (рис. 1), поэтому на моделирование потока в данной области оказывают влияние основные параметры 2D-сетки: параметр  $y_{B2B1}^+$ , характеризующий размер элемента, ближайшего к поверхности лопатки, а также число элементов вдоль сторон топологических блоков  $n_i$ , которые определяют суммарное количество элементов двумерной сетки B2B (рис. 2). В области вторичных течений структура потока является трехмерной и развивается как в плоскости межлопаточного канала, так и по высоте проточной части (рис. 1). Поэтому на моделирование структуры потока в данной области оказывают влияние не только параметры 2D-сетки, но также и параметры распределения элементов по высоте проточной части. При этом для характеристики распределения элементов по высоте проточной части предложено использовать размер элемента, ближайшего к торцевым стенкам  $y_{FP1}$ , коэффициент роста ячеек  $ER_{FP}$  и максимальное удлинение ячеек  $MR_{FP}$ . Параметры  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$  определяются как:  $ER_{FP} = \frac{y_{FP i}}{y_{FP i-1}}$ ,  $MR_{FP} = \frac{y_{FP max}}{y_{FP 1}}$  (рис. 3). При условии  $y_{FP1} = y_{B2B1}$ , как правило, обеспечивается равенство  $y_{FP1}^+ = y_{B2B1}^+$ , а распределение элементов по высоте проточной части определяется всего двумя параметрами:  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$ .



**Рис. 1.** Структура потока в характерных областях течения



**Рис. 2.** Стороны топологических блоков



**Рис. 3.** Распределение элементов по высоте лопатки



Сложная структура потока в межлопаточных каналах приводит к возникновению неоднородной эпюры распределения потерь по высоте проточной части (рис. 4). Профильные потери имеют место по всей высоте лопатки, определяя общий уровень потерь и ряд интегральных параметров турбин с аэродинамически длинными лопатками. Поэтому выбор значений параметров 2D-сеток необходимо выполнять по определяемым в ходе моделирования профильным потерям для отдельных венцов или по интегральным параметрам турбин. Вторичные потери имеют сложное распределение по высоте лопатки и действуют только в области вторичных течений. Поэтому при выборе значений параметров  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$  необходимо выполнять оценку распределения значений параметров потока (например, коэффициентов потерь, угла потока, полного давления) по высоте проточной части.

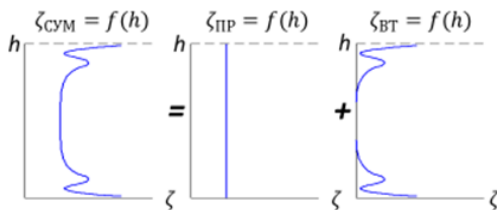


Рис. 4. Декомпозиция потерь

На основании предложенных рекомендаций по выбору значений параметров расчетных сеток была поставлена задача по проведению исследований для разработки рекомендаций по формированию численных моделей турбин. Исследования первого этапа были нацелены на оценку влияния параметров сетки на эффективность моделирования рабочего процесса трех решеток газовых турбин, испытанных в ЦИАМ [7], для шести моделей турбулентности. На втором этапе исследований проводилась проверка выработанных на первом этапе рекомендаций для моделирования рабочего процесса десяти полноразмерных турбин и трех моделей турбулентности. Столь разные объекты исследования позволяли апробировать универсальность выбранного комплекса параметров расчетных сеток, а также предложенных рекомендаций по выбору их параметров.

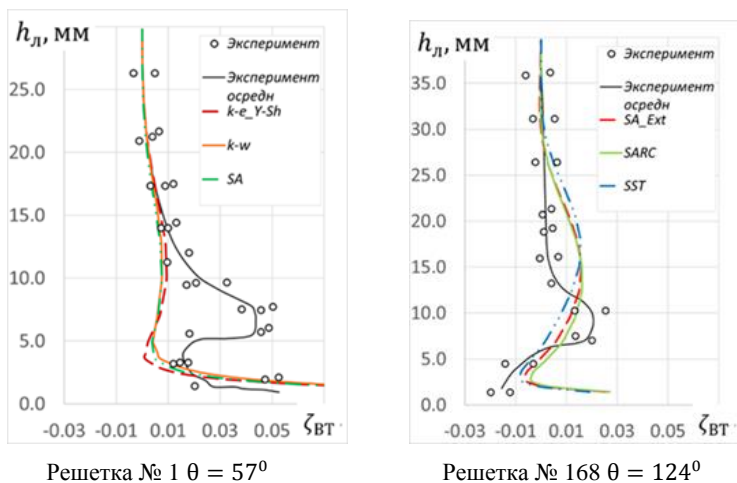
#### **Исследования влияния параметров сеток конечных объемов и моделей турбулентности на эффективность моделирования рабочего процесса решеток газовых турбин**

На первом этапе исследование выполнялось для трех решеток газовых турбин, испытанных в ЦИАМ [7]. Выбранные решетки отличались друг от друга главным образом значениями лопаточных углов на входе и выходе  $\beta_{1л}$  и  $\beta_{2л}$ , а

также значением угла изгиба профиля  $\theta$ , который варьировался в диапазоне от  $57,5^{\circ}$  до  $124,1^{\circ}$ . Для решеток были известны экспериментально определенные характеристики — зависимости профильных потерь и угла потока на выходе от приведенной скорости на выходе  $\zeta_{\text{пр}} = f(\lambda_{2S})$ , которые необходимы для выбора параметров двухмерных сеток, а также эпоры распределения потерь по высоте проточной части, необходимые для выбора параметров распределения элементов по высоте  $\zeta = f(h)$ .

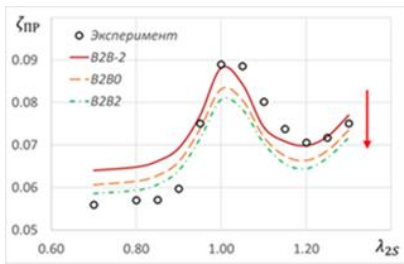
На первом этапе для всех выбранных решеток профилей рабочий процесс был рассчитан с помощью численных моделей, созданных на основании рекомендаций, найденных при анализе литературных источников: количество элементов в 2D-сетках было около 14 000, параметр  $y_{B2B1}^+$  составлял 1, параметры  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$  составляли 1,4 и 1000 соответственно. Эти численные модели здесь и далее именуются базовыми. Число элементов в базовых трехмерных сетках для всех решеток составляло около 1,1 млн. Методика обработки результатов расчета полностью соответствовала методике обработки данных эксперимента [7].

Результаты расчета характеристик решеток с использованием базовых расчетных сеток показали, что все расчетные зависимости профильных потерь и угла потока от приведенной скорости на выходе являются адекватными при использовании любых моделей турбулентности. Вместе с тем базовые сетки позволяют предсказывать пики вторичных потерь только в решетках с высокими значениями угла изгиба профиля (рис. 5).

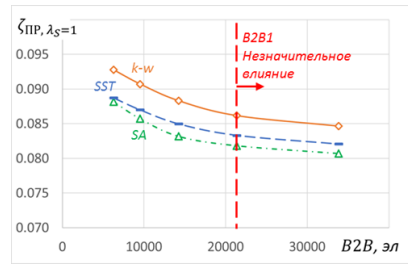


**Рис. 5.** Распределение вторичных потерь по высоте лопатки. Эксперимент и расчетные зависимости

На следующем этапе выполнялось исследование влияния числа элементов двухмерных сеток  $B2B$  на эффективность моделирования рабочего процесса решеток турбин. В рамках исследования число элементов  $2D$ -сетки  $B2B$  варьировалось от 6 000 до 34 000. При создании сеток число элементов вдоль сторон топологических блоков двухмерных сеток менялось согласно выражению  $n_{B2Bi} \approx n_{B2B0} \cdot 1,25^i$ , где  $n_{B2B0}$  — число элементов вдоль какого-либо топологического блока в базовой сетке  $B2B0$ ,  $n_{B2Bi}$  — число элементов вдоль того же топологического блока в сетке  $B2Bi$  ( $i = -2, -1, 0, 1, 2$ ). Каждая из сеток рассчитывалась с использованием шести моделей турбулентности, как и в последующих исследованиях. Исследования показали, что подавляющее число расчетных зависимостей  $\zeta_{\text{пр}} = f(\lambda_{2S})$  при изменении числа элементов двухмерной сетки остаются адекватными экспериментальным данным. Изменение числа элементов не меняет характера характеристик, а лишь сдвигает их вдоль оси ординат (рис. 6). Стоит отметить, при увеличении числа элементов свыше 21 000 количественное влияние становится незначительным (рис. 7). Абсолютные и относительные погрешности определения профильных потерь и КПД несутся существенно зависят от количества элементов. Однако скорость расчета существенно возрастает при снижении числа элементов двухмерной сетки до 6 000. Увеличение числа элементов двухмерной сетки приводит к лишь к локальному уточнению моделируемой структуры потока. Выполненные исследования позволили выработать рекомендации по выбору числа элементов двухмерных сеток: для оптимизационных расчетов целесообразно использование сеток  $B2B-2$  (6 000 эл.), а для поверочных — сеток  $B2B1$  (21 000 эл.).



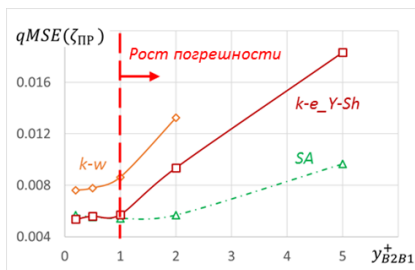
**Рис. 6.** Экспериментальные и расчетные характеристики, полученные при различном числе элементов в  $2D$ -сетке. Решетка № 34. Модель турбулентности Spalart — Allmaras



**Рис. 7.** Влияние числа элементов  $2D$ -сетки на рассчитываемые значения коэффициентов профильных потерь

Исследования по влиянию параметра  $u^+$  на эффективность моделирования показали, что значительная часть расчетных характеристик решеток, полученных при значениях параметра больше 2, не является адекватной. Изменение параметра  $u^+$  сдвигает расчетные характеристики вдоль оси ординат, а при уменьшении па-

параметра  $y^+$  ниже 1 его влияние на уровень потерь становится несущественным. Погрешности определения профильных потерь и КПД существенно возрастают при значениях  $y^+$  больше 1 (рис. 8). На скорость расчета  $S$  параметр  $y^+$  влияния не оказывает. Вместе с тем изменение параметра  $y^+$  влияет на расчет трения в пограничном слое вокруг лопатки. Таким образом, для моделирования необходимо использовать сетки, в которых параметр  $y^+ = 1$ .



**Рис. 8.** Зависимость абсолютной погрешности определения коэффициента профильных потерь от параметра  $y_{B2B1}^+$

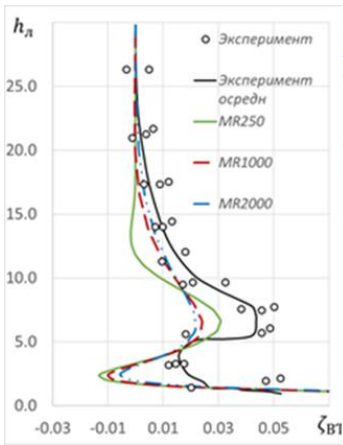
Изменение значений параметров распределения элементов по высоте проточной части приводит к качественному и количественному изменению рассчитываемого распределения потерь по высоте лопатки. При этом увеличение значений приводит к уменьшению характерного пика потерь на энюре, что подтверждается картинками структуры потока (рис. 9). Рассчитываемые суммарные потери в решетках не зависят от значений параметров распределения элементов по высоте, в отличие от скорости расчета, которая может существенно снижаться. В итоге были сформированы рекомендации по выбору значений параметров распределения элементов по высоте проточной части: для моделирования вторичных течений в решетках турбин целесообразно использовать сетки, в которых  $ER_{FP} = 1,2 \dots 1,4$ ,  $MR_{FP} = 1000 \dots 2000$ .

Обобщение полученных результатов показало, что модель турбулентности оказывает лишь количественное влияние на получаемые зависимости профильных потерь от приведенной скорости, а также на скорость расчета. При этом наименьшие погрешности дают модели SST и  $k-\omega$ , наибольшую скорость — модель Spalart Allmaras. Таким образом, для выполнения оптимизационных расчетов целесообразно использование модели Spalart-Allmaras, а для проверочных — моделей турбулентности SST и  $k-\omega$ , так как при этом достигается наименьшая погрешность определения потерь.

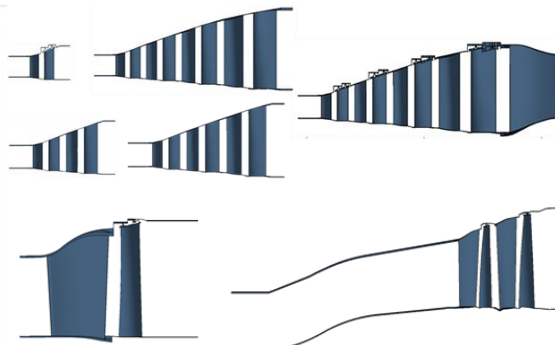
Исследования влияния параметров сеток конечных объемов и моделей турбулентности на эффективность моделирования рабочего процесса газовых турбин

Выявленные для решеток закономерности влияния параметров численных моделей на моделирование рабочего процесса были проверены для 10 неохлаждаемых турбин газотурбинных двигателей. Пропускная способность выбранных для

исследований турбин варьировалась в диапазоне от  $0,3 \text{ м}^3 \text{ К}^{-0,5} \text{ с}^{-1}$  до  $3,0 \text{ м}^3 \text{ К}^{-0,5} \text{ с}^{-1}$ ; значение параметра нагруженности  $u/c_s^*$  — в диапазоне от  $0,50$  до  $0,70$ ; значение параметра  $n/\sqrt{T_0^*}$  — в диапазоне от  $150$  до  $280$ ; параметр  $D_{ср}/h_{л}$  лежал в диапазоне от  $3,3$  до  $7,4$ , степени реактивности — в диапазоне от  $0,2$  до  $0,46$ . Лопатки всех выбранных для исследований турбин являлись аэродинамически длинными. Проточные части некоторых из турбин, выбранных для исследования, показаны на рисунке 10. Также были выполнены дополнительные исследования по влиянию на эффективность моделирования турбин притрактовых полостей и изменения режимного параметра  $n/\sqrt{T}$ .



**Рис. 9.** Влияние параметра  $MR_{FP}$  при  $ER_{FP} = 1,2$  на моделирование вторичных потерь



**Рис. 10.** Проточные части некоторых из выбранных для исследований турбин

Выполненные исследования по влиянию числа элементов двумерной сетки подтвердили выводы, сделанные для решеток, лишь о количественном, но не качественном влиянии числа элементов на рассчитываемые характеристики, о достижении сеточной сходимости при числе элементов 21 000, о незначительном влиянии числа элементов на погрешности определения интегральных параметров турбин, а также о существенном увеличении скорости расчета при 6000 элементах двумерной сетки.

Изменение параметра  $u^+$  не меняет поведения характеристик турбин, оказывая существенное количественное влияние на величину определяемого КПД. При этом рассчитываемые значения интегральных параметров турбин практически постоянны при  $u^+$  меньше 1. На скорость расчета значение параметра  $u^+$  не влияет.

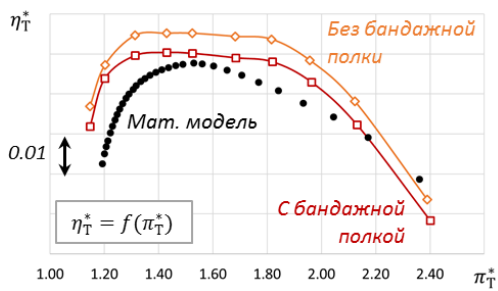
Поэтому при моделировании рабочего процесса турбин целесообразно использовать сетки, в которых  $y^+$  равен 1.

Также, как и в решетках, увеличение параметров  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$  приводит к размыванию пиков, обусловленных вторичными потерями, на рассчитываемых эпюрах распределения потерь по высоте проточной части. При этом допустимые сочетания параметров  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$ , позволяющие адекватно описывать распределение потерь по высоте лопатки:  $ER_{FP} \leq 1,4$ ,  $MR_{FP} \leq 2000$ . На абсолютные и относительные характеристики турбин параметры  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$  в рекомендуемом диапазоне влияния практически не оказывают. Вместе с тем скорость расчета существенно снижается при уменьшении параметров  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$ .

Учет полостей над бандажными полками не влияет на поведение характеристик, но оказывает существенное количественное влияние, сдвигая КПД-характеристики вниз вдоль оси ординат (рис. 11). При этом существенно снижается погрешность определения КПД турбин на величину до 60 %. Вместе с тем также существенно снижается скорость расчета на величину до 25 %.

Моделирование рабочего процесса турбин с использованием различных сеток и моделей турбулентности при различных значениях параметра  $n/\sqrt{T_0^*}$  показали, что все численные модели позволяют оценивать без дополнительных погрешностей характеристики на нерасчетных режимах по  $n/\sqrt{T_0^*}$  как в абсолютном, так и в относительном виде.

В этом разделе выполнено обобщение влияния моделей турбулентности на эффективность моделирования рабочего процесса турбин. Также, как и в решетках, наименьшие погрешности определения интегральных параметров турбин обеспечиваются при использовании модели турбулентности  $k-\omega$ , а наибольшая скорость расчета — при использовании модели турбулентности Spalart-Allmaras.



**Рис. 11.** Влияние учета бандажной полки на рассчитываемые характеристики неохлаждаемой турбины низкого давления

## **Обобщение полученных результатов. Рекомендации по снижению времени газодинамической доводки**

Результаты исследований подтвердили предположение о преобладающем влиянии параметров двухмерной сетки на моделирование потока в области основного течения. Параметры двухмерной сетки оказывают основное влияние на рассчитываемые значения коэффициентов профильных потерь в решетках и интегральные параметры турбин, а также на погрешности их определения. Параметры распределения элементов по высоте проточной части оказывают существенное влияние на моделирование потока в области вторичных течений. Изменение параметров распределения элементов по высоте проточной части приводит к перераспределению рассчитываемых потерь по высоте проточной части, не оказывая при этом существенного влияния на рассчитываемые суммарные потери в решетках, а также на интегральные параметры турбин. Одинаковое качественное и количественное влияние параметров сеток на моделирование рабочего процесса в решетках газовых турбин и в полноразмерных турбинах объясняется удачным выбором перечня универсальных параметров, описывающих расчетную сетку. Таким образом, сформулированные рекомендации по выбору значений параметров расчетных сеток являются универсальными для неохлаждаемых турбин с аэродинамически длинными лопатками, что делает возможным их использование при выборе параметров расчетных сеток численных моделей рабочего процесса аналогичных турбин.

Выбор модели турбулентности не оказывает влияния на качественное поведение характеристик решеток и турбин, а также на распределение потерь по высоте проточной части. Вместе с тем модель турбулентности оказывает влияние на погрешности определения интегральных параметров решеток и турбин. Наименьшие погрешности определения параметров решеток и турбин достигаются при использовании модели турбулентности  $k-\omega$ .

Существенное влияние на скорость расчета оказывает число элементов двухмерной сетки (скорость расчета может увеличиваться в два раза при использовании двухмерных сеток B2B-2), а также параметры распределения элементов по высоте проточной части (скорость может снижаться примерно в 2,2 раза при использовании сеток с детальным моделированием вторичных течений) и выбор модели турбулентности (наибольшая скорость расчета достигается при использовании модели турбулентности Spalart-Allmaras).

В результате были сформированы рекомендации по выбору параметров численных моделей рабочего процесса осевых неохлаждаемых турбин с аэродинамически длинными лопатками. Оптимизационные численные модели рабочего процесса турбин должны иметь минимальное расчетное время (максимальную скорость расчета) и позволять оценивать тенденции изменения интегральных параметров турбин при изменении значений их геометрических и режимных параметров. Поэтому при создании геометрии расчетной области оптимизационных

моделей не следует учитывать полости над бандажными полками. Для оптимизационных расчетов необходимо использовать трехмерные расчетные сетки (строятся на втором этапе) на базе двухмерных сеток В2В-2 (6000 эл.); с размером первого элемента  $y_1^+ = 1$ ; со значениями параметров  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$  1,4 и 2000 соответственно. Также необходимо использовать модель турбулентности Spalart-Allmaras. Модели, созданные с подобными настройками, позволяют оценивать тенденции изменения интегральных параметров турбин и имеют высокие значения скорости расчета.

Для поверочных расчетов целесообразно использование численных моделей с двухмерными сетками В2В1 (около 21 000 элементов). Значения параметров распределения элементов по высоте проточной части должны составлять:  $ER_{FP} = 1,2$ ,  $MR_{FP} = 1000$ . К тому же при проведении поверочных расчетов следует учитывать притрактовые полости над бандажными полками. Моделирование следует выполнять с использованием модели турбулентности  $k-\omega$  (Wilcox). Данные рекомендации позволяют формировать численные модели рабочего процесса турбин, предназначенные для проведения поверочных расчетов, которые позволяют получать детальную картину структуры потока в межлопаточных каналах турбин, имеют минимальные значения погрешностей определения интегральных параметров турбин, но имеют более низкую скорость расчета.

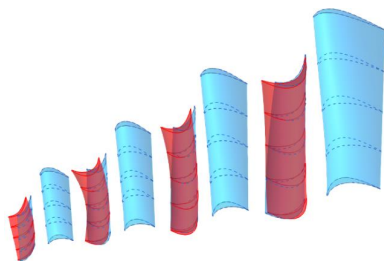
Необходимо отметить, что скорость расчета численных моделей рабочего процесса турбин, предназначенных для выполнения оптимизационных расчетов, в 10 раз выше, чем у численных моделей рабочего процесса турбин, предназначенных для выполнения поверочных расчетов.

С целью повышения эффективности проектирования и газодинамической доводки турбин были составлены рекомендации по использованию оптимизационных и поверочных численных моделей рабочего процесса турбин. Для оптимизации турбин, а также на начальных этапах проектирования и газодинамической доводки целесообразно использование оптимизационных численных моделей. Высокая скорость расчета подобных моделей и их способность отслеживать тенденции изменения параметров турбин позволяют оценивать газодинамические характеристики большого числа вариантов турбин и установить наиболее удачные варианты сочетания их геометрических и режимных параметров. Поверочные численные модели целесообразно использовать для проверки результатов оптимизации рабочего процесса турбин. Также возможно использование поверочных моделей для оптимизации рабочего процесса в узких диапазонах изменения значений геометрических и режимных параметров, полученных в ходе доводки с использованием оптимизационных моделей.

Апробация разработанных методов формирования численных моделей турбин для оптимизационных и поверочных расчетов была выполнена при решении ряда задач газодинамической доводки неохлаждаемых турбин. Например, газодинамическая доводка турбины NASA 4,5Ст выполнялась с использованием методов оптимизации, реализованных в программном комплексе IOSO [4] и разработанных под



руководством д. т. н., профессора И. Н. Егорова. Целью оптимизационных исследований являлось увеличение КПД турбины в рабочей точке за счет перепрофилирования лопаток соплового аппарата и изменения углов установки лопаток рабочих колес (суммарное количество варьируемых параметров составляло 96). Оптимизация выполнялась с использованием оптимизационной модели (количество элементов трехмерной сетки 4,3 млн, модель турбулентности *Spalart-Allmaras*), время расчета которой даже на стационарном компьютере (четыре процессора) составляло около одного часа. Столь незначительное время расчета оптимизационной численной модели позволило решить целый комплекс различных оптимизационных задач в различных постановках, а общее количество обращений оптимизатора IOSO к численной модели превысило 3000. В результате оптимизации удалось подобрать такую форму лопаток турбины (рис. 12), которая обеспечила повышение КПД в рабочей точке на 0,9 % абс (определенное с использованием оптимизационных моделей рабочего процесса). Проверка результатов оптимизации с использованием поверочной модели (количество элементов трехмерной сетки 30,6 млн, учет полостей над бандажными полками, модель турбулентности  $k-\omega$ ), время расчета которой на кластере (40 процессоров) составляло около трех часов, показала, что в рабочей точке на характеристике прирост КПД турбины в результате оптимизации составил 0,7 %. Хотя количественный прирост КПД турбины, определенный с использованием поверочной численной модели, оказался меньше на 0,2 % абс, тем не менее требуемое количество процессор-часов на доводку за счет использования оптимизационных моделей снизилось в три раза по сравнению с базовыми моделями и более чем в 10 раз по сравнению с поверочными моделями.



**Рис. 12.** Сравнение формы лопаток турбины NASA 4,5Ст до оптимизации (синий цвет) и после оптимизации (красный цвет)

Другие задачи, решенные, в частности, в интересах ПАО «Кузнецов» и ОАО «Пензадизельмаш» [8; 9; 10; 11], также показывают, как применение разработанных рекомендаций по формированию и использованию численных моделей рабочего процесса позволяет в кратчайшие сроки (при уменьшении времени газодинамической доводки до 10 раз) выйти на оптимальные конфигурации проточной части модернизируемых турбин.

## Выводы

1. Разработаны рекомендации для проведения исследований по выбору значений параметров сеток на основе представлений о структуре потока в межлопаточных каналах турбин с аэродинамически длинными лопатками, согласно которым выбор значений параметров 2D-сеток следует осуществлять по рассчитываемым профильным потерям для отдельных венцов или по интегральным параметрам турбин. Выбор значений параметров  $ER_{FP}$  и  $MR_{FP}$  необходимо выполнять на основании распределения параметров потока по высоте проточной части.
2. Разработаны рекомендации по выбору значений параметров численных моделей рабочего процесса турбин, предназначенных для выполнения оптимизационных расчетов. Для оптимизационных расчетов целесообразно использование численных моделей, в которых применяются двухмерные сетки B2B-2 (около 6000 эл.), значение параметра  $u_1^+$  составляет 1, значение параметра  $MR_{FP}$  составляет 2 000, а значение параметра  $ER_{FP}$  может достигать 1,4. Моделирование следует выполнять с использованием модели турбулентности Spalart-Allmaras.
3. Разработаны рекомендации по выбору значений параметров численных моделей рабочего процесса турбин с аэродинамически длинными лопатками, предназначенных для выполнения поверочных расчетов. Для поверочных расчетов целесообразно использование двухмерных сеток B2B1 (около 21 000 эл.). Значения параметров распределения элементов по высоте проточной части должны составлять:  $ER_{FP} = 1,2$ ,  $MR_{FP} = 1000$ . При проведении проверочных расчетов необходимо учитывать притрактовые полости над бандажными полками. Моделирование следует осуществлять с использованием модели турбулентности k- $\omega$ .
4. Разработаны и апробированы рекомендации по совместному использованию оптимизационных и поверочных численных моделей рабочего процесса, позволившие в 3–10 раз сократить время газодинамической доводки турбин. Оптимизационные численные модели целесообразно использовать в ходе оптимизации и доводки при рассмотрении большого числа конфигураций турбин и варьировании в широких диапазонах геометрическими и режимными параметрами. Поверочные численные модели следует применять для проверки результатов оптимизации или доводки, полученных с использованием оптимизационных моделей, или в ходе оптимизации и доводки при варьировании значениями параметров в узких диапазонах.

Перспектива дальнейших исследований состоит в усовершенствовании методик оптимизации рабочего процесса турбин с использованием созданных методов формирования их численных моделей.

Авторы выражают благодарность д. т. н., профессору И. Н. Егорову и к. т. н., доценту К. С. Федечкину за идею работы, а также помощь в формировании основных положений работы и апробации результатов.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013–2020 годы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Aero-engine design: from state of the art turbofans towards innovative architectures: lecture series / edited by R. Denos, G. Paniagua. — Brussel: von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2008. — 533 p.
2. *Иноземцев А. А.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. — М.: Машиностроение, 2008. — Т. 2. — 368 с.
3. *Kuzmenko M. L.* Optimization of the gas turbine engine parts using methods of numerical simulation / M. L. Kuzmenko, Yu. N. Shmotin, I. N. Egorov, K. S. Fedechkin // Proceedings of the ASME Turbo Expo. — 2007. — Paper No. GT2007-28205. — P. 425–431.
4. *Егоров И. Н.* Оптимизационные исследования вентилятора ТРДД с большой степенью двухконтурности / И. Н. Егоров, Г. В. Кретинин, К. С. Федечкин // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. — 2008. № 134. — С. 88–95.
5. *Егоров И. Н.* Оптимизация геометрических параметров осевого компрессора / И. Н. Егоров, Г. В. Кретинин, К. С. Федечкин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2008. Т. 9, № 3. — С. 46–49.
6. *Kuzmenko M. L.* Improvement of the gas-turbine engine compressor using modern CFD technique and "IOSO NM" optimization software / M. L. Kuzmenko, I. N. Egorov, Y. N. Shmotin, K. S. Fedechkin // Proceedings of the 11th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference. — 2006. Paper AIAA-2006-6947. — P. 1–10.
7. *Венедиктов В. Д.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В. Д. Венедиктов, А. В. Грановский, А. М. Карелин, А. Н. Колесов, М. Х. Мухтаров. — М.: ЦИАМ, 1990. — 393 с.
8. *Matveev V. N.* Workflow optimization of multistage axial turbine / V. N. Matveev, G. M. Popov, O. V. Baturin, E. S. Goryachkin, D. A. Kolmakova // Proceedings of the 51st AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. — 2015. Paper AIAA-2015-4129. — P. 1–13.
9. *Baturin O. V.* Identifying the approach to significantly improve the performance of NK-36ST gas turbine power plant / O. V. Baturin, A. Yu. Tkachenko, I. N. Krupenich, G. M. Popov, E. S. Goryachkin // Proceedings of the ASME Turbo Expo. — 2017. Paper No. GT2017-64836. — P. 1–14.
10. *Marchukov E. Yu.* Multidisciplinary optimization of the working process of uncooled axial turbine according to efficiency and strength criteria / E. Yu. Marchukov, I. N. Egorov, G. M. Popov, A. V. Salnikov, E. S. Goriachkin, D. A. Kolmakova // Proceedings of the ASME Turbo Expo. — 2017. Paper No. GT2017-64843. — P. 1–13.
11. *Baturin O. V.* Strength and gas dynamic methods of development of the axial turbine turbocharger / O. V. Baturin, G. M. Popov, D. A. Kolmakova, E. S. Goryachkin // Journal of Physics: Conference Series. — 2017. Vol. 803, Issue 1. — Paper № 012015. — P. 1–6.

*Д. В. Ворошин, О. В. Маракуева, А. С. Муравейко*

ООО «НУМЕКА», Санкт-Петербург

contact@numeca-ru.com

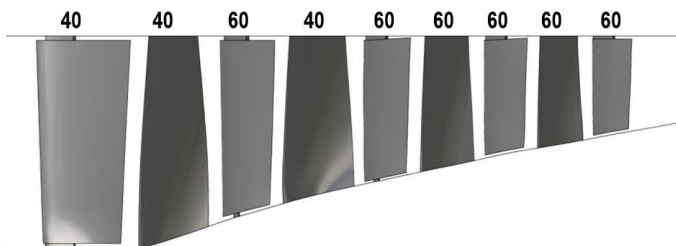
## **МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ОСЕВОМ ЧЕТЫРЕХСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ**

**Аннотация.** Выполнено моделирование течения в четырехступенчатом осевом компрессоре с использованием нескольких нестационарных подходов: в полной нестационарной постановке (URANS) и нелинейным гармоническим методом (NLH) с различным количеством гармоник. Проведено сопоставление осредненных, нестационарных интегральных параметров и характеристик компрессора, проанализированы пульсации локальных параметров.

Для повышения качества проектирования турбомашин необходимо использовать современные инструменты при анализе течения в проточной части, в том числе учитывающие нестационарные эффекты, которые могут значительно влиять на характер течения и интегральные параметры. Решение задач с использованием полной нестационарной постановки URANS занимает значительное время и требует больших вычислительных ресурсов. Применение упрощенных подходов, таких как нелинейный гармонический метод (NLH), может существенно упростить процесс оценки нестационарных явлений в тракте турбомашин.

В процессе моделирования течений в ряде многоступенчатых осевых компрессоров с помощью метода NLH наблюдалось завышение КПД и занижение степени повышения полного давления относительно результатов стационарного подхода, в котором применялось граничное условие поверхности смешения (Mixing Plane). Поэтому целью данной работы является сравнение результатов полной нестационарной постановки и нелинейного гармонического метода, реализованного в ПО *NUMECA FINE/Turbo*, для оценки эффективности использования метода NLH.

Рассматриваемый объект — первые четыре ступени, выделенные из двенадцатиступенчатого осевого компрессора. Количество лопаток скорректировано для обеспечения совпадения периодичности сеточных секторов межлопаточных каналов в каждом венце, что позволяет сократить количество моделируемых межлопаточных каналов при использовании URANS подхода (рис. 1).



**Рис. 1.** Четырехступенчатый осевой компрессор

Применялись следующие методы:

- URANS;
- NLH basic, в котором учитываются возмущения только от соседних венцов. Проведено три расчета данным подходом: каждое возмущение описывалось 3, 5 и 7 гармониками;
- NLH multi-rank 2, где учитываются возмущения от соседних венцов и венцов, расположенных через один, 3 гармоники на каждое возмущение.

Расчеты выполнены в ПО NUMECA FINE/Turbo v.11.1, которое включает в себя:

- блочно-структурированный автоматический сеточный генератор *AutoGrid5*;
- препроцессор *Fine/Turbo*, 3D структурированный решатель *Euranus*;
- постпроцессор *CFView*.

Решались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса методом конечных объемов, для замыкания системы уравнений использовалась модель турбулентности  $k-\epsilon$  с подключением расширенного пристеночного моделирования.

В качестве модели рабочего тела выбран термически совершенный газ.

Ротор-статор взаимодействие моделировалось с помощью поверхности смешения (Mixing Plane) в стационарной постановке, Non Reflecting Mixing Plane в случае расчетов NLH методом и Domain Scaling Method в нестационарной постановке.

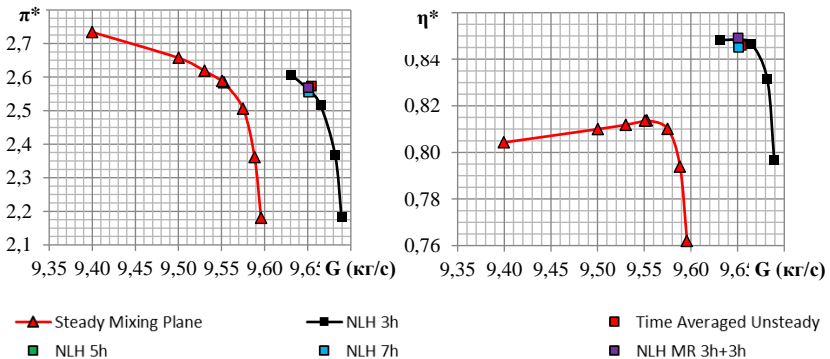
Расчетные сетки — блочно-структурированные гексагональные с тремя уровнями вложенности. Количество ячеек, количество моделируемых межлопаточных каналов и время счета представлено в таблице 1.

**Сведения о количестве моделируемых межлопаточных каналов, сетке и времени счета**

	ВНА	ПК1	НА1	ПК2	НА2	ПК3	НА3	ПК4	НА4	Сетка (млн)	Время счета (ч)
URANS	2	2	3	2	3	3	3	3	3	31.2	156
NLH	1	1	1	1	1	1	1	1	1	11.7	15-30*

\* Зависит от количества гармоник и метода (Basic или multi-rank 2).

Тенденции в различии интегральных параметров, полученных с применением NLH basic с тремя гармониками и в стационарной постановке, сохранилась и для четырехступенчатой модели (рис. 2.): увеличение расхода и КПД, уменьшение максимальной степени повышения полного давления. Однако интегральные параметры, полученные всеми методами, учитывающими нестационарные эффекты, отлично согласуются друг с другом (расчеты выполнены для расхода 9,65 кг/с) (рис. 3). На графиках также отображены диапазоны колебаний  $\pi^*$  и КПД компрессора для различных постановок. В таблице 2 приведены диапазоны колебаний интегральный параметров компрессора.



**Рис. 2.** Интегральные характеристики компрессора

## Интегральные параметры компрессора

	Осредненные параметры		Диапазон колебаний	
	$\pi^*$	КПД (%)	$\pi^*$	КПД (%)
UNSTEADY	2,58	84,6	2,51–2,64 (5,1 %)	83,9–85,2 (1.3)
NLH 3h	2,56	84,8	2,54–2,59 (2 %)	84,8–84,9 (0.1)
NLH 5h	2,56	84,6	2,54–2,58 (1,9 %)	84,55–84,62 (0.07)
NLH 7h	2,56	84,5	2,53–2,58 (2 %)	84,45–84,54 (0.09)
NLH rank-2 3h	2,57	84,9	2,54–2,58 (1,5 %)	84,8–84,93 (0.13)
NLH rank-2 3h with interaction	2,57	84,9	2,54–2,58 (1,5 %)	84,6–84,71 (0.11)

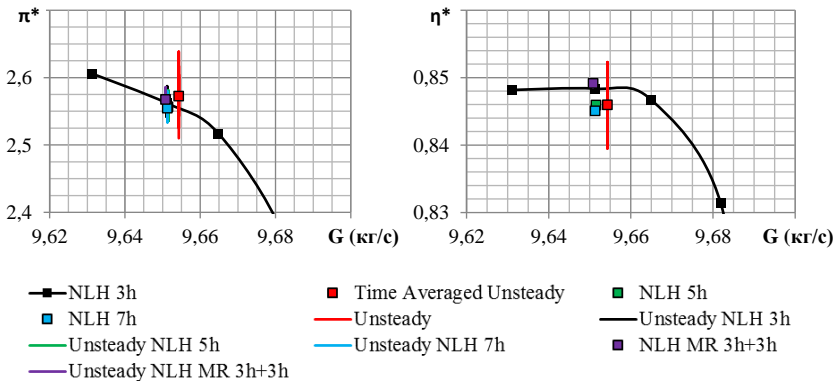
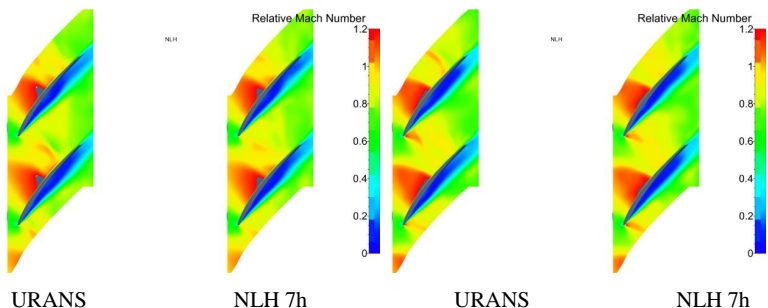


Рис. 3. Интегральные характеристики, полученные в нестационарных постановках

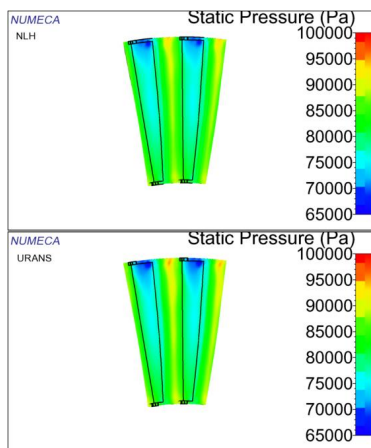
В периферийной области первого рабочего колеса реализуется большой пульсирующий отрыв потока на стороне сжатия, обусловленный избыточной закруткой потока в ВНА, он одинаково моделируется как с помощью URANS, так и с помощью NLH-метода (рис. 4). В целом течения в обеих постановках качественно схожи.



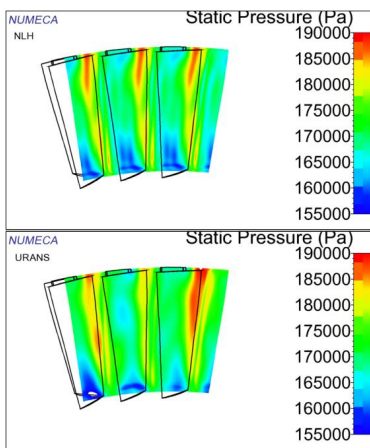
**Рис. 4.** Поле числа Маха в относительной системе отсчета в разные моменты времени

Проведено сравнение распределений статического давления на интерфейсах ротор-статор, полученных различными методами. Между входным направляющим аппаратом и рабочей лопаткой первой ступени поля отлично согласуются (рис. 5), так же незначительна разница и между направляющим аппаратом второй ступени и рабочей лопаткой третьей ступени.

На интерфейсе между направляющим аппаратом третьей ступени и рабочим колесом четвертой ступени разница существенна (рис. 6). В полной нестационарной постановке присутствует мгновенная окружная неравномерность, в то время как NLH метод в силу постановки не может смоделировать подобные явления, так как они являются следствием разного количества лопаток в первых двух ступенях.



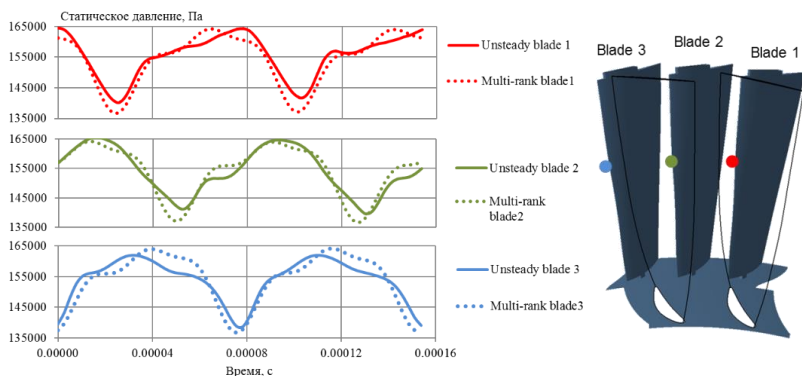
**Рис. 5.** Мгновенное поле статического давления между ВНА и ПК1



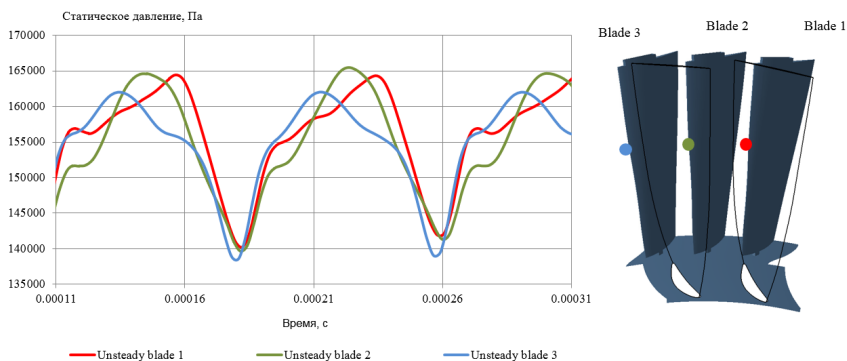
**Рис. 6.** Мгновенное поле статического давления между НА3 и ПК4



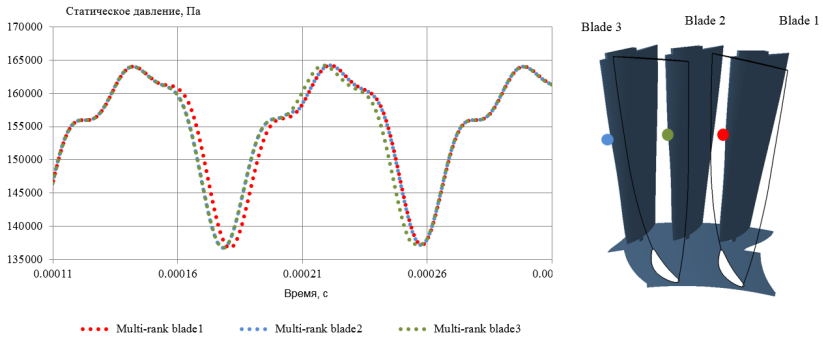
Проведен анализ пульсаций давления в точках на передних кромках трех лопаток направляющего аппарата второй ступени (рис. 7). Замеры взяты за один период задачи, период =  $1/20$  оборота = 0,000154 с. Если распределение давления в данных трех точках наложить друг на друга с учетом сдвига фаз, то в случае полной нестационарной постановки все кривые заметно раздвигаются (рис. 8), что подтверждает факт наличия окружной неравномерности. В случае же NLH multi rank 2 кривые практически совпадают (рис. 9), т. е. часть окружной неравномерности в этом подходе не отслеживается в силу постановки.



**Рис. 7.** Сопоставление изменения давления на лопатках HA2 вблизи передней кромки



**Рис. 8.** Изменение давления на лопатках HA2 вблизи передней кромки, моделируемое в URANS



**Рис. 9.** Изменение давления на лопатках HA2 вблизи передней кромки, моделируемое в NLH

В процессе исследования показано, что интегральные параметры, полученные NLH-методом, совпадают с результатами URANS с большой точностью, занижение КПД в стационарной постановке является результатом математического осреднения, что ведет к появлению дополнительных ошибок при моделировании течения. NLH не позволяет моделировать окружающую неравномерность, связанную с взаимодействием всех венцов, но во многих случаях данная неравномерность практически не играет роли, потому что, как правило, количество лопаток в венцах компрессора выбирается некратным, что препятствует сильному проникновению окружающей неравномерности вглубь тракта многоступенчатого компрессора.

### Литература

1. Камнсти Н. Аэродинамика компрессоров / перевод под ред. Ф. Ш. Гельмедова. — М.: Мир, 2000.
2. Hirsch C. Numerical Computation of Internal & External Flows: the Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, 2nd ed. Butterworth-Heinemann (Elsevier), 2007.
3. Japikse D. Nicholas C. Baines "Introduction to Turbomachinery", Concepts ETI, Inc., 1997.
4. NUMECA Int., "Flow Integrated Environment", User Manual, Numeca Int., Brussels, Belgium, 2014.
5. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. 3-е издание. — М.: Наука, 1974.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.-Л.: Гостехиздат, 1950.

*Д. В. Ворошнин<sup>1</sup>, А. С. Муравейко<sup>1</sup>, О. В. Маракуева<sup>1</sup>,  
К. Н. Подгорский<sup>2</sup>, А. В. Михайлютенко<sup>2</sup>, А. В. Меняйлов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> ООО «НУМЕКА», Санкт-Петербург, d.voroshnin@numeca-ru.com

<sup>2</sup> АО «МОТОР СИЧ», Запорожье, Украина, ugk@motorsich.com

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОКРУЖНОЙ НЕОДНОРОДНОСТИ НА РАБОТУ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

**Аннотация.** Рассматривается влияние входной окружной неоднородности поля полного давления на работу центробежного компрессора. Входная система состоит из патрубка и фермы. Неоднородность поля давления создается путем расположения пластины в различных положениях во входном патрубке перед фермой. Расчетные исследования выполнены с использованием нелинейного гармонического метода NLH. Проводится сравнение расчетного и экспериментального уровня неоднородности на нескольких частотах вращения. Анализируются распределения по окружности полного давления перед и за рабочим колесом.

Для получения сертификата на эксплуатацию летательного аппарата требуется проведение испытаний по оценке влияния эксплуатационных условий на устойчивую работу авиационного ГТД. Поэтому предварительно проводятся стендовые испытания ГТД с затенением потока на входе с помощью пластин и определением влияния неоднородности поля давления на работу компрессора. Количество точек замеров давления в стендовых испытаниях ограничено в силу загромождения потока приемниками, поэтому экспериментальная оценка неоднородности может не отражать реальной картины.

Цель работы — создание расчетной модели входной системы и рабочего колеса (РК) вертолетного двигателя для оценки неоднородности потока. Входная часть включает в себя патрубок и ферму. Затенение потока осуществляется путем установления пластины перед фермой в различных положениях. В работе рассматривались два положения: ближе к соплу и ближе к редуктору (рис. 1).

Замеры полного давления в эксперименте проведены в сечении перед РК на расстоянии 30 мм в 7 положениях по окружности и 4 точках по высоте, всего 28 замеров (рис. 2).

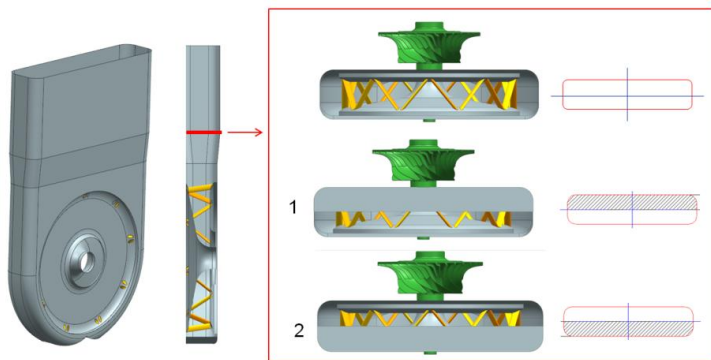


Рис. 1. Геометрическая модель исследуемого объекта

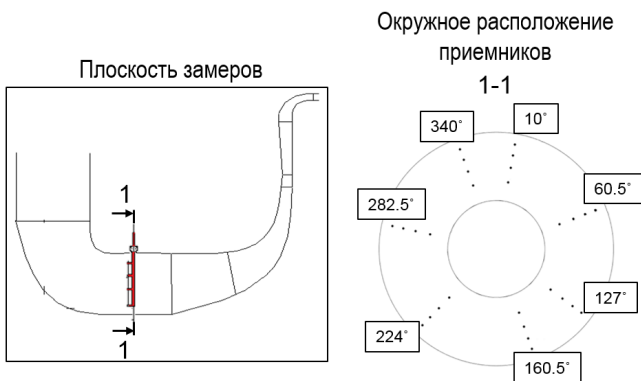
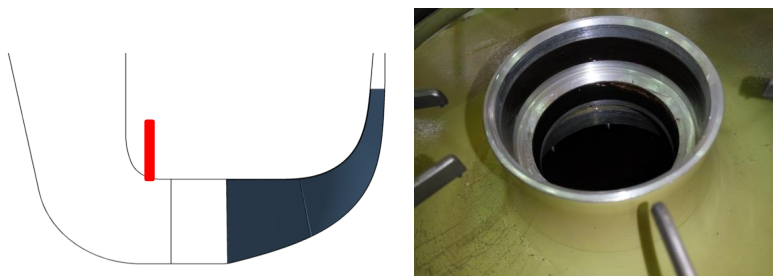


Рис. 2. Экспериментальное положение приемников

Измерения осуществлялись в течение 10 секунд с частотой 50 Гц, после чего находилось среднее значение. Уровень неоднородности определялся по формуле:

$$\Delta\sigma = \frac{P_{\text{макс}}^* - P_{\text{мин}}^*}{P_{\text{среднее}}^*} \times 100\% \quad (1)$$

Использовались приемники полного давления, учитывающие только осевую компоненту скорости. Приемники, расположенные в одинаковом угловом положении, собраны в короб, который может вносить значительные возмущения в течение из-за больших габаритов (рис. 3).

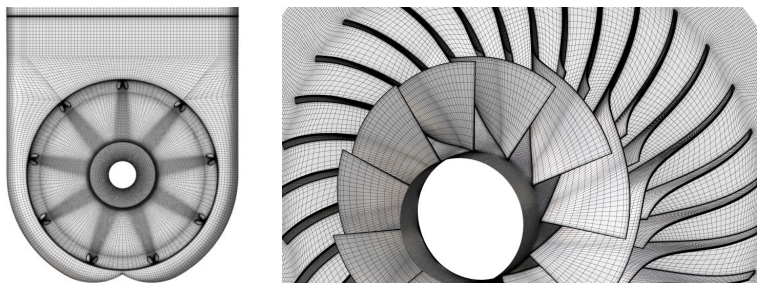


**Рис. 3.** Приемники полного давления: слева — в масштабе в проточной части, справа — фотография установки

Расчеты выполнены в ПО *NUMECA FINE/Turbo v.11.2*. Решались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса методом конечных объемов, для замыкания системы уравнений использовалась модель турбулентности *k-ε* с подключением расширенного пристеночного моделирования. В качестве рабочего тела выбран термически совершенный газ. Граничные условия на входе:  $P^*$ ,  $T^*$ , направление потока, граничное условие на выходе —  $P$ .

Ротор-статор взаимодействие моделировалось с помощью поверхности смешения (*Mixing Plane*) в стационарной постановке, в случае решения задачи нелинейным гармоническим методом (*NLH*) использовались неотражающие граничные условия.

Во всех расчетах не учитывалась диффузорная система. Расчетная сетка — блочно-структурированная гексагональная (рис. 4), более детальная информация представлена в таблице 1.



**Рис. 4.** Расчетная сетка входного патрубку, фермы и центробежного колеса

Параметры сеточной модели

	Входной патрубок без пластины	Ферма	Рабочее колесо
Сеточный генератор	IGG	Автоматический генератор AutoGrid5	
Размер сетки, млн	4,6	8,2 полный разворот	5,2 межлопаточный канал
Мин. скошенность, град	17,5	18,8	23,4
Макс. соотношение сторон	2 177	888	2 600
Макс. коэффициент роста	1,8	2,7	3,2
Y+	< 5	< 2	< 2

На первом этапе для оценки течения в РК проведены расчеты в стационарной постановке на всех режимах работы без учета входного патрубка. Ниже на рисунке 5 показаны напорные ветки РК. Вертикальными линиями отмечены экспериментальные границы устойчивости полного компрессора, включая диффузор, и его рабочие точки, на которых производились замеры полного давления для оценки неоднородности. Из данного графика видно, что на низких оборотах в точке экспериментальных замеров РК находится в срыве.

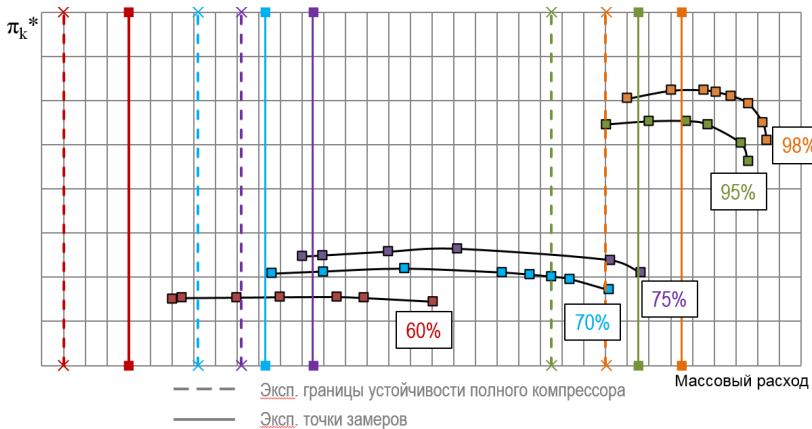
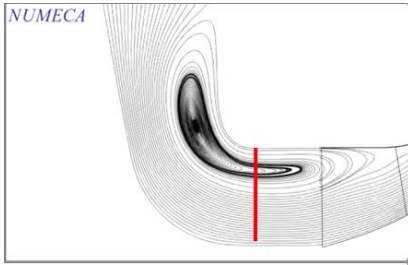
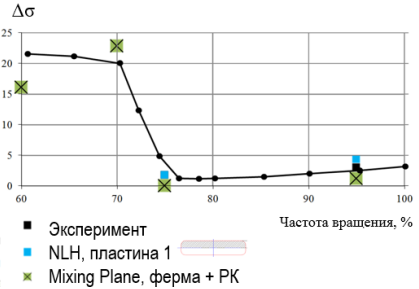


Рис. 5. Поле характеристик РК

На 60 % частоты вращения в проточной части реализуются нестационарные вихревые структуры, обуславливающие высокий уровень неоднородности, полученный в расчете и эксперименте (рис. 6–7).

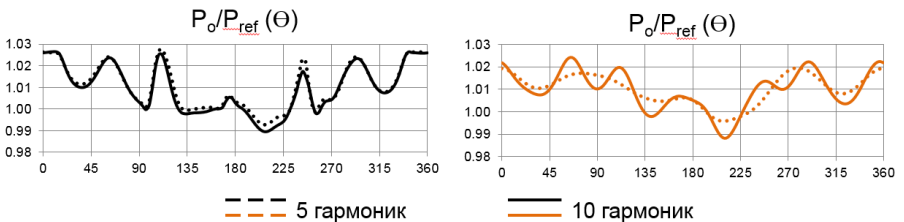


**Рис. 6.** Срывное течение в рабочем колесе на 60% частоты вращения



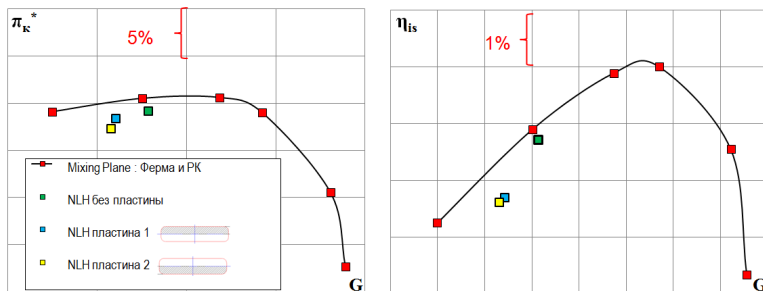
**Рис. 7.** Уровень неоднородности на различных частотах вращения

Последующие расчеты проведены с учетом входной системы с использованием нелинейного гармонического метода NLH. В данном методе нестационарная составляющая газодинамических переменных раскладывается в ряд Фурье с гармониками, кратными частоте вращения лопаток. В целях установления необходимого количества гармоник для обеспечения качества проводимого анализа выполнены расчеты с 5 и 10 гармониками. Результаты показали, что при использовании 5 гармоник существенная часть входной неравномерности сглаживается после прохождения ротор-статор интерфейса, поэтому в дальнейшем анализе использовались 10 (рис. 8).



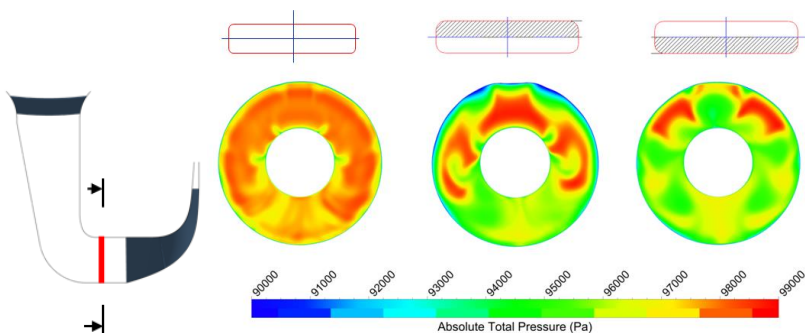
**Рис. 8.** Моделирование неравномерности различным количеством гармоник

Влияние положения пластины на входе рассматривалось для 95 % частоты вращения РК (рис. 9). Все данные приведены к стандартной атмосфере на входе в РК. Влияние наличия и положения пластины на интегральные параметры колеса незначительно: пластина приводит к понижению степени сжатия и КПД.



**Рис. 9.** Интегральные параметры на частоте вращения РК 95 %

Осредненная во времени неоднородность поля полного давления перед РК сильно зависит от положения пластины (рис. 10). Неоднородность вдоль канала перед РК эволюционирует: при приближении к РК зона вторичных течений вблизи периферии в верхнем секторе увеличивается.



**Рис. 10.** Осредненная неоднородность давления перед РК

Для расчетов с пластиной проводилось сравнение окружных эпюр давления в сечении перед РК на различных радиусах: экспериментальной с 7 замерами по окружности и расчетных с 7 и 120 замерами (рис. 11). Сравнение показало, что 7 точек замеров по окружности недостаточно для оценки неоднородности, высока



вероятность попадания в локальный экстремум. Во времени наблюдаются большие пульсации давления, амплитуды которых достигают 3 %.

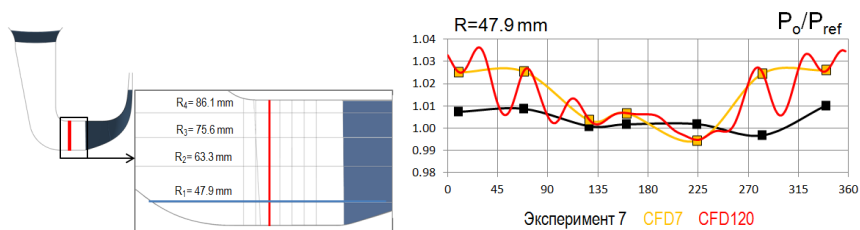


Рис. 11. Распределения по окружности осредненного полного давления

Как было упомянуто ранее, приемники давления фиксируют только осевую скорость, в то время как расчетные исследования показывают в течении наличие зон с большой закруткой потока (рис. 12). Таким образом, оценка полного давления в эксперименте проведена с большой погрешностью.

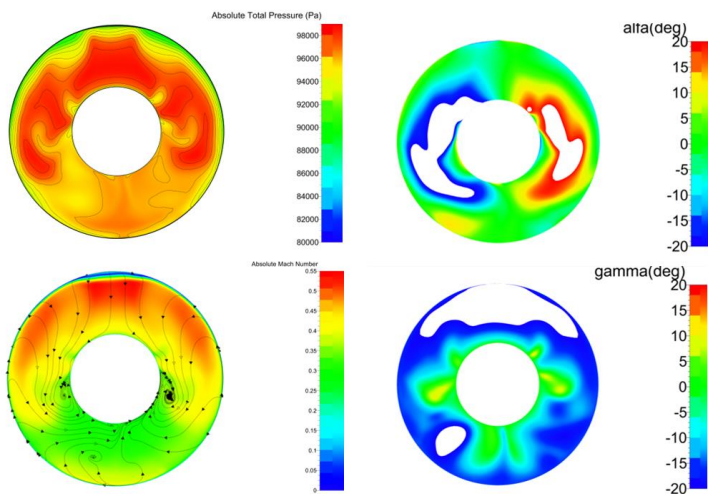


Рис. 12. Закрутка потока перед РК

Влияние РК на уровень неоднородности незначительно, что подтвердили расчеты без него.

Так как целью работ по исследованию входной неоднородности является оценка влияния затенения на работу и запасы ГДУ компрессора, анализировалось осредненное во времени распределение полного давления и за РК. Высокая неоднородность, которая может сильно ухудшать работу диффузорной системы, присутствует при всех положениях пластины.

Расчетная оценка неоднородности потока на входе в вертолетный двигатель показала несовершенство экспериментальных замеров в силу малого количества приемников, их сильного влияния на поток, неверной оценки полного давления. Анализ неравномерности на низких режимах работы неэффективен из-за срывной работы РК. В дальнейшем предполагается включение геометрии приемников в расчетную модель и рассмотрение других положений пластин.

### **Литература**

1. *Japikse D.* Introduction to Turbomachinery. Concepts ETI, Inc., 1997.
2. *Hirsch C.* Numerical Computation of Internal & External Flows: the Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, 2nd ed. Elsevier, 2007.
3. NUMECA Int., "Flow Integrated Environment", User Manual, Numeca Int., Brussels, Belgium, 2014.
4. *Кампти Н.* Аэродинамика компрессоров / перевод под ред. Ф. Ш. Гельмедова. — М.: Мир, 2000.
5. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. 3-е издание. — М.: Наука, 1974.
6. *Лойцянский Л. Г.* Механика жидкости и газа. — М. — Л.: Гостехиздат, 1950.

*Е. Ю. Марчуков, И. Н. Егоров*

«ОКБ им. А. Люльки», филиал УМПО, Москва  
okb@okb.umpro.ru

## **ИННОВАЦИОННЫЕ ЦИФРОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ РАЗРАБОТКИ И ДОВОДКИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БОЕВОЙ АВИАЦИИ СЛЕДУЮЩЕГО ПОКОЛЕНИЯ**

**Аннотация.** В докладе приводятся примеры использования данной инновационной цифровой технологии для разработки и доводки как реальных перспективных двигателей боевой авиации следующего поколения, так и его элементов.

### **Введение**

Как показывает мировой и наш практический опыт, на современном этапе развития двигателестроения при разработке и доводке современных двигателей (особенно применительно к высокоскоростным самолетам) центральное место занимает всестороннее внедрение современных вычислительных технологий применительно ко всем элементам двигателя, а также для различных технологических циклов разработки и доводки современных ГТД настоящего и особенно последующего поколения.

В частности, инновационные цифровые технологии разработки и доводки перспективных двигателей скоростной авиации следующего поколения являются мощным вычислительным инструментарием, позволяющим оперативно находить новые стратегические направления развития разработки двигателей нового поколения путем использования **системного анализа, многокритериальной оптимизации и иерархичности моделирования элементов двигателя и его систем.** В частности, это позволяет как снизить сроки и стоимость разработки, так и определить новые инновационные технические решения, позволяющие определить прогнанные магистральные направления развития двигателестроения.

### **Цифровые технологии разработки и доводки двигателей**

При разработке двигателя АЛ-31 (4-е поколение) имелась возможность использования лишь одномерной математической модели компрессора. Это значительно снижало достоверность и значимость данного вычислительного инструмента и фактически приводило к экспериментальному стилю разработки и совершенствования двигателя 4-го поколения. Однако исходя из требований ТЗ, предъявляемых к двигателю 5-го и последующих поколений, такой подход является явно неприемлемым и существенно повышает технический риск выполнения

требований ТЗ в полной мере. Кроме того, использование данного технологического цикла разработки и доводки элементов и в целом двигателя совсем не гарантирует определения такого технического решения, которое будет удовлетворять весьма жестким и противоречивым требованиям заказчика для двигателя 5-го поколения. Использование всего спектра вычислительных технологий аэродинамического анализа компрессора (1D, 2D и 3D) позволила в рамках уже первой поставки обеспечить требования ТЗ. Следует отметить, что при разработке как КНД, так и КВД для определения путей обеспечения их высокой эффективности широко использовалась технология численной оптимизации IOSO, которая нашла широкое признание у мировой общественности. В частности, при разработке вентилятора двигателя АЛ-55и впервые в мире была решена задача оптимизации геометрии венцов 3-ступенчатого вентилятора при использовании 3-мерного численного моделирования программного продукта NUMECA

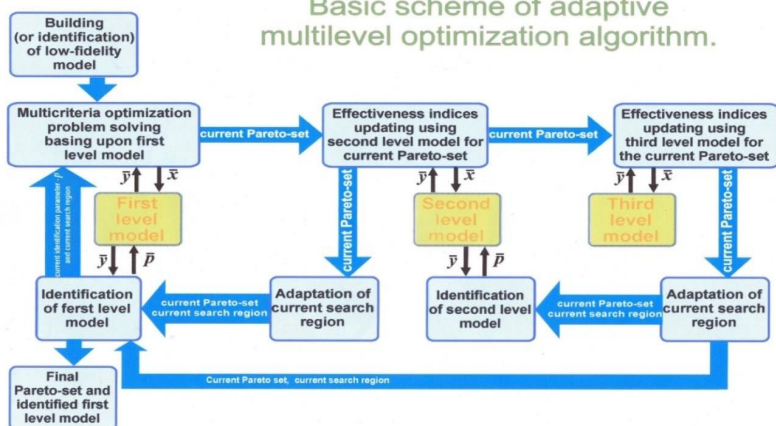
На современном этапе в ОКБ им. А. Люльки в качестве магистрального направления развития рассматривается создание и внедрение в технологический процесс разработки и доводки современного двигателя для скоростного маневренного самолета 5-го и последующего поколения реализации компонента инновационной вычислительной технологии, названной «Виртуальный стенд». Инновационные цифровые технологии базируются на комплексе современных стратегий системного анализа сложного технического объекта. В частности, базовыми компонентами ее являются такие как:

- а) многоуровневое моделирование элементов и адаптивное переключение уровней анализа объекта и его элементов;
- б) векторной идентификации объекта и его элементов;
- в) вероятностных оценок реализуемости технического решения (Robust Design Optimization-RDO);
- г) использования гибридной структуры анализа и моделирования объекта и его элементов с учетом возможностей адекватного математического моделирования трудноформализуемых физических процессов объекта и его элементов;
- д) комплексного анализа перспективности технического решения по критериям высокого уровня с учетом структуры объекта и особенностей его функционирования как системы более высокого уровня — т. е. рассмотрение двигателя в системе самолета и др.

#### **А) Многоуровневое моделирование элементов и адаптивное переключения уровней анализа объекта и его элементов**

Многоуровневое моделирование позволяет значительно сократить время, которое потребно для поиска вариантов, обеспечивающих предельно достижимую эффективность двигателя по одному либо совокупности критериев эффективности. При этом двигатель рассматривается как сложный наукоемкий технический объект (рис. 1).

## Basic scheme of adaptive multilevel optimization algorithm.

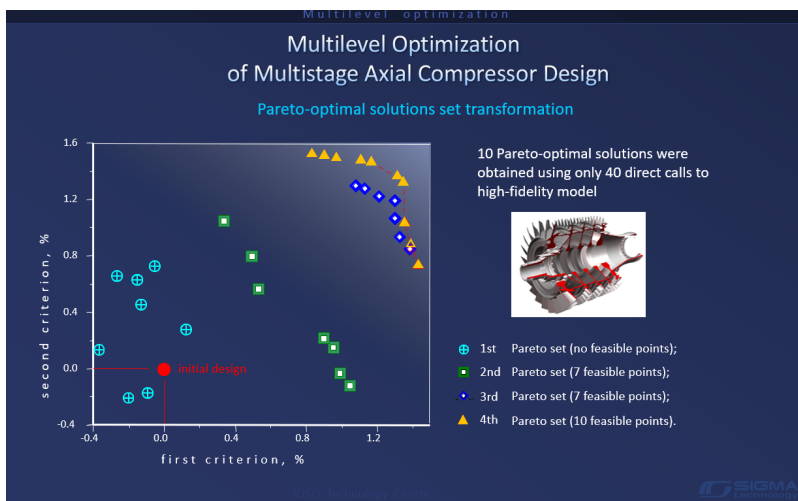


**Рис. 1.** Инновационная многоуровневая численная технология анализа и оптимизации элементов и в целом ГТД различного назначения

К явным преимуществам данной вычислительной технологии можно отнести возможность адаптивного переключения с одного на другой уровень анализа и оптимизации элементов и в целом двигателя. Как показал наш практический опыт, применение данной концепции позволяет значительно (на несколько порядков) снизить время, потребное для анализа и, главное, поиска оптимального варианта рассматриваемого объекта.

В качестве одного из примеров на рисунке 2 показан вариант многокритериальной оптимизации 4-ступенчатого вентилятора современного двигателя при адаптивном использовании 2D- и квази-3D-вычислительных технологий аэродинамического анализа лопаточной машины. Суть данного многоуровневого подхода для данного частного примера заключается в том, что для определения текущего множества Парето (компромисс между КПД на расчетном и крейсерском режимах работы) используется «быстрая» 2D-математическая модель компрессора, а квази-3D-модель используется лишь для анализа вариантов геометрий вентилятора, которые формируют Парето множество (множество не улучшаемых проектов компрессора одновременно по двум критериям). Следует отметить, что каждой точке в Парето множестве соответствует своя различная геометрия лопаточных венцов. Далее осуществляется процедура текущей идентификации 2D-аэродинамической модели компрессора в более узкой области по варьируемым параметрам (геометрии лопаточных венцов), которая соответствует текущей области Парето множества. Данная процедура итеративно повторяется. В частности, применительно к данной задаче решение было получено при выполнении 4 таких итерационных процедур. В результате было получено Парето множество. Решение данной задачи потребовало

вычисления всего лишь 40 альтернативных вариантов геометрий вентилятора в квази-3D-постановке. Таким образом, для определения компромисса по КПД на расчетном и крейсерском режимах потребовалось число вычислений по квази-3D-аэродинамической модели меньше, чем размерность задачи оптимизации.



**Рис. 2.** Результаты решения задачи. Найдено Парето множество при использовании одной из компонент инновационной многоуровневой численной технологии

Естественно, возможно рассмотрение в качестве одного из уровней моделирования объекта также и непосредственно экспериментальных исследований. Следует отметить, что с практической точки зрения это применимо лишь для определенного класса задач. В качестве примера можно привести случай, когда требуется определить оптимальные законы управления объектом (т. е. геометрия объекта не изменяется, а меняются лишь законы его управления).

Б) векторная идентификация объекта и его элементов

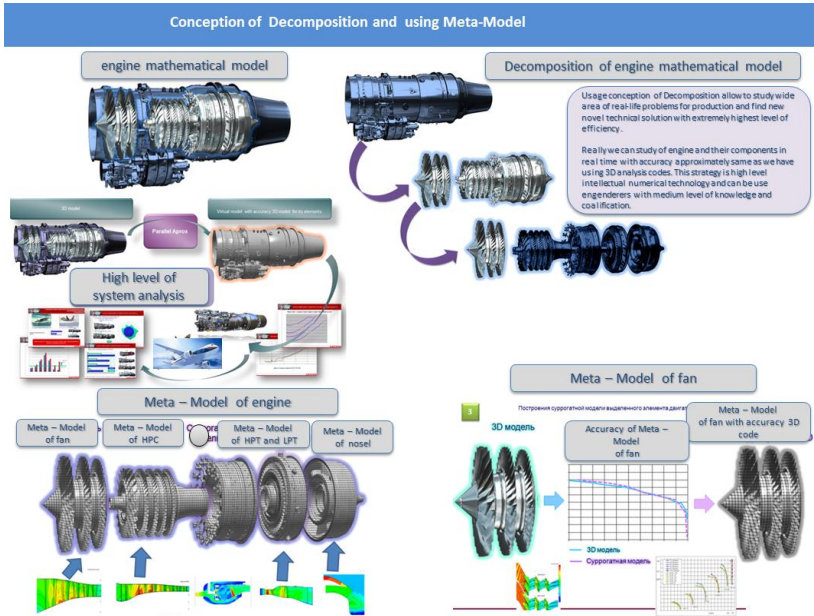
Очевидно, что использование инновационной многоуровневой численной технологии анализа и оптимизации элементов и в целом ГТД предполагает, во-первых, наличие достоверного анализа объекта на всех уровнях анализа (включая 3D-моделирование), а во-вторых, обеспечение близкого уровня достоверности моделирования для моделей различного уровня (т. е. математические модели различного уровня близки по точности описания физических процессов и явлений, протекающих в элементах двигателя). Это необходимо для обеспечения возможности адаптивного переключения с одного уровня моделирования на другой без

потери достоверности анализа объекта. Следует отметить, что целесообразность и эффективность использования инновационной численной концепция «**Виртуальный стенд**» всецело зависит от достоверности численных моделей всех уровней, включая самый высокий — 3D-моделирование.

Как показала практика, не всегда удается обеспечить требуемую адекватность вычислительных технологий, используя только весь набор задаваемых параметров численных технологий анализа объекта (изменение сетки, выбор различных типов и параметров турбулентности и т. д.). В этом случае целесообразно применять вычислительные инструментари, позволяющие формализовать процедуру обеспечения адекватности численной технологии. Как показала практика, вычислительная процедура идентификации является мощным средством для решения данной проблемы. Поэтому данная компонента является составной частью инновационной численной технологии — «**Виртуальный стенд**».

Другим не менее перспективным направлением развития инновационной цифровой технологии является применение концепции так называемых мета-моделей, или суррогатных моделей, элементов или в целом двигателя. Данные модели могут быть разработаны при применении целого ряда различных подходов — от использования тривиальных технологий, реализующих ту или иную концепцию аппроксимационных технологий до использования упрощенных физических моделей, которые описывают в какой-то степени физику протекающих в двигателе явлений и процессов в разной степени упрощения (например, отсутствие учета концевых эффектов). Целесообразность использования данных моделей диктуется необходимостью уменьшения времени, затрачиваемого на анализ, исследование и оптимизацию того или иного варианта модификации объекта. Как и в случае применения идентификации моделей более низкого уровня анализа, для суррогатных моделей применяется технология идентификации, представленная на рисунке 3.

Другим достаточно интересным и перспективным направлением углубленно-го исследования элементов двигателя является рассмотрение динамических и нестационарных процессов, протекающих в элементах и в целом двигателе. Углубленное исследование данных явлений и процессов может дать весьма неожиданный потенциал к повышению эффективности двигателей. Например, при моделировании двухконтурного двигателя достаточно упрощенно рассматривается разделитель потока ТРДД. Однако более детальное исследование неравномерности и процессов не-стационарности может оказать существенное влияние на концепцию анализа данного элемента в системе других элементов двигателя и определить возможные пути совершенствования объекта.



**Рис. 3.** Пример использования принципа использования концепции мета-моделей применительно к элементам и в целом двигателя

Кроме сказанного представляется, что дополнительные резервы по возможности совершенствования двигателей могут рассматриваться в целом в двух магистральных направлениях. Первое из них — это возможность учета многорежимности двигателя, второе — это привлечение большего числа дисциплин для анализа объекта — многофункциональная многодисциплинарность. Первое — многорежимность — на самом деле предполагает системность подхода и иерархичность анализа объекта. При системном подходе можно обеспечить максимально достижимую эффективность всей системы сжатия. Отдельное решение задачи оптимизации применительно к каждому каскаду изолировано от совместного анализа результатов, и включение их в единую систему не позволит достичь максимально достижимого эффекта, которое мы получаем, одновременно оптимизируя всю систему сжатия. Это наглядно подтверждается фактом отличия эпюры на входе в каждый каскад компрессоров до и после оптимизации, т. е. максимально достижимый эффект обеспечивается не только оптимальным согласованием ступеней в системе отдельного каскада, но и путем оптимального согласования самих каскадов, рассматриваемых как единая система.

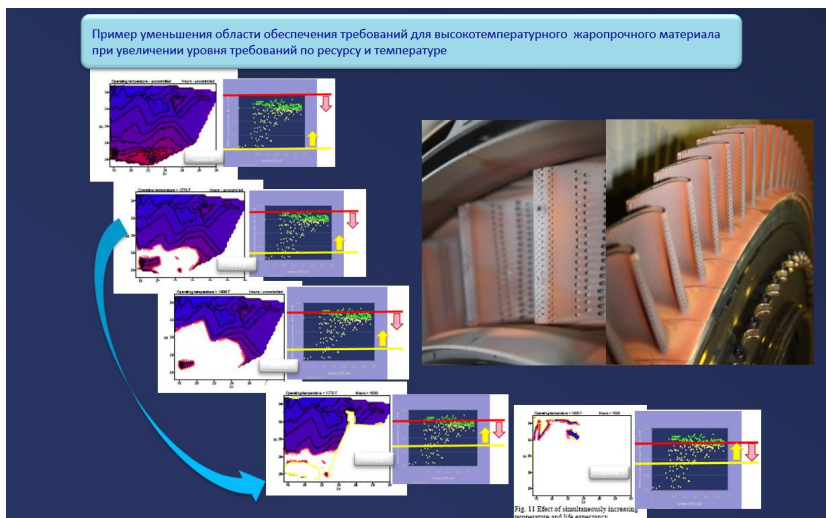
В случае системного рассмотрения двигателя как элемента системы более высокого уровня в иерархическом анализе технического объекта мы также обеспе-



чиваем оптимальное согласование отдельных элементов в системе двигателя, исходя из его рассмотрения в системе самолета — иерархичность анализа на более высоком уровне системности. Наиболее простым вариантом анализа в данном случае может быть анализ двигателя в системе самолета.

Далее это направление может существенно расширяться и предполагать рассмотрение уже как других систем самолета, например, топливной и т. п., так и собственно функционирование двигателя и самолета как единой технической системы, которая выполняет определенный функционал.

Численная компонента многодисциплинарного анализа и оптимизации практически имеет неограниченные рамки развития. Это может касаться как различных дисциплин анализа элементов и в целом двигателя, так и наращивание информационного потенциала путем привлечения к анализу элементов как других дисциплин (см. рис. 4), так и собственно производства и эксплуатации авиационной техники в целом.



**Рис. 4.** Многодисциплинарный анализ и многокритериальная оптимизация элементов турбины двигателя, где одной из компонент анализа присутствует численное моделирование свойств жаропрочного материала

Ключевое место в инновационно численной технологии занимает собственно технология оптимизации. В рамках данной работы численная оптимизация выполняется с помощью широко известной в мире технологии оптимизации IOSO. Как известно, данная технология позволяет решать задачи многомерной, многокритериально многодисциплинарной оптимизации — т. е. в целом закрывает весь спектр потребностей предлагаемой инновационной численной технологии.

В настоящее время проводятся работы по разработке алгоритмов оптимизации IOSO нового поколения, которые позволяют успешно решать задачи с тысячами переменных при практически отсутствии ограничений по распараллеливанию процесса оптимизации, который будет совершенно не связан с размерностью задачи оптимизации, что имеется, например, в генетических и градиентных алгоритмах оптимизации.

Таким образом, ключевыми технологиями инновационной численной технологии являются 6 основных вычислительных инструментариев (рис. 5).



**Рис. 5.** Ключевые вычислительные инструментарии инновационной цифровой технологии ОКБ им. А. Льюльки

В) вероятностные оценки реализуемости технического решения (Robust Design Optimization- RDO)

Рассматриваемые ранее технологии не включают проблемы, связанные с точностью реализации того или иного проектного решения.

Однако на современном этапе при разработке современных и перспективных двигателей необходимо учитывать все факторы неопределенности, что снизит технический риск реализуемости проектного решения, что является ключевым моментом при разработке двигателей следующего поколения.

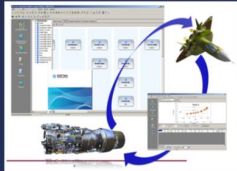
На самом деле в ОКБ им. А. Льюльки на протяжении ряда лет широко используется вычислительная технология анализа и оптимизации по вероятностным критериям. В частности, при разработке 5-го поколения двигателей мы использовали элементы оптимизации объекта по вероятностным критериям (рис. 6). При формировании оптимального облика двигателя 5-го поколения мы использовали вычислительную технологию многодисциплинарной многокритериальной оптимизации технологии IOSO по вероятностным критериям.

**Многодисциплинарная оптимизация маневренного самолета и двигателя по вероятностным критериям**  
(оптимальная интернация самолета и двигателя)

**Цель:**  
Многокритериальная оптимизация параметров двигателя и самолета по вероятностным критериям (снижение риска реализации проекта ПАК ФА).

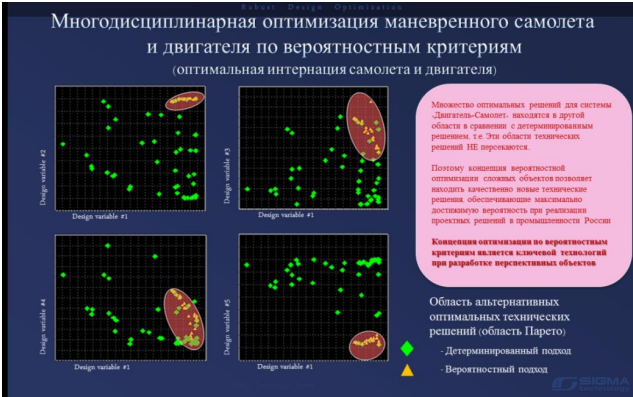
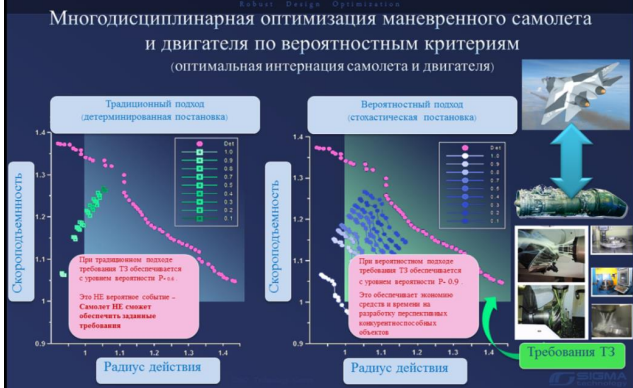
**Постановка задачи:**  
**Варируемые переменные:** Параметры двигателя и самолета, определяющие их облик (по определенным).  
**Критерии эффективности:** Показатели эффективности самолета, которые обеспечиваются с высокой степенью вероятности их реализации на практике (дальность полета, скорость... – всего 3 критерия).  
**Ограничения:** Обеспечение проектных показателей двигателя и самолета в соответствии с ТЗ. Многодисциплинарные мат. модели двигателя и самолета интеграция в дисциплины анализа объекта.

**Вычислительные коды анализа объекта:**



**Впервые решена данная задача**

Масштабируется в другие области машиностроения при незначительных доработках в соответствии со спецификой объекта

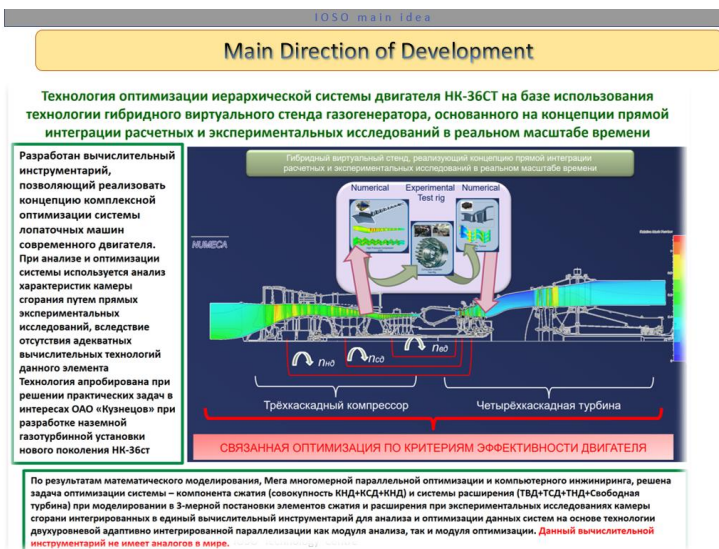


**Рис. 6.** Многокритериальная многодисциплинарная оптимизация элементов и в целом двигателя по вероятностным критериям (технология оптимизации IOSO RM)

Анализ представленных на рисунке 6 результатов показывает, что решение, найденное по вероятностным критериям, значительно отличается от детерминированного. Ключевым является то, что эти решения находятся в других областях чем те, которые были найдены при традиционно используемом детерминированном подходе.

Г) использования гибридной структуры анализа и моделирования объекта и его элементов с учетом возможностей адекватного математического моделирования трудно-формализуемых физических процессов объекта и его элементов

В ОКБ им. А. Льюльки разработана технология, которая позволяет реализовать гибридный вычислительный процесс, если анализируется элемент двигателя, который трудноформализуемый для адекватного численного моделирования. Одним из таких элементов является камера сгорания. В частности, по мнению специалистов GE, считается, что если осуществляется моделирование камеры сгорания двигателя с точностью 50 %, то достигнут определенный успех относительно достижений по моделированию данного сложного объекта, характеризующегося многофазностью протекания процессов горения, распыла топлива, разного уровня химических реакций разложения топлива на компоненты, и т. д.



**Рис. 7.** Гибридный виртуальный стенд перспективного двигателя НК-36СТ

Структура данного инструментария позволяет интегрировать процесс моделирования лопаточных машин в 3-мерной постановке и экспериментальные исследования камеры сгорания непосредственно на стенде. Вычислительная модель КВД в 3-мерной постановке выдает эпюру давления и температуры на выходе из компрессора, которые преобразуются в аналоговый сигнал и реализуются на экс-

периментальном стенде ОКБ им. А. Люльки. После проведения экспериментальных исследований на выходе камеры сгорания определяются поля давлений и температур, которые после преобразования аналогового вида в численный передаются в 3-мерную модель ТВД. В целом данная процедура позволяет определять характеристики газогенератора в реальном масштабе времени, что далее дает возможность определять интегральные характеристики двигателя и, в конечном счете, оценивать эффективность двигателя в системе самолета.

В частности, на рисунке 7 показан пример гибридного стенда в целом двигателя, который реализует предлагаемую вычислительную концепцию гибридного моделирования.

Д) комплексный анализ перспективности технического решения по критериям высокого уровня с учетом структуры объекта и особенностей его функционирования как системы более высокого уровня — т. е. рассмотрение двигателя в системе самолета и др.

Инновационная численная концепция «**Виртуальный стенд**» является базовым инструментарием для создания цифровых двойников двигателя на всех этапах жизненного цикла двигателя, как сложной технической системы высокого интеллектуального продукта: этапа разработки двигателя и его систем; этапа доводки двигателя и его систем; этапа производства двигателя и его систем, этапа формирования электронного паспорта двигателя как технической системы, включающей индивидуальные особенности объекта (имеющиеся отклонения при его производстве, специфику формирования системы дорегулирования двигателя с целью соответствия требованиям ТЗ, регистрацию фактической расходования ресурса при эксплуатации, особенности сервисного обслуживания объекта и т. д.); утилизации объекта и др.

Важным преимуществом внедрения данной инновационной цифровой технологии является формализация процесса разработки и доводки перспективных двигателей следующего поколения, а также возможности широкого использования высокоинтеллектуальных прорывных вычислительных технологий, включая передовые достижения мирового уровня разработки, и массовое вовлечение специалистов предприятия в технологический цикл для всех этапов разработки и доводки двигателей следующего поколения боевой авиации. Стратегическая значимость данной инновационной цифровой технологии является ее инвариантностью и использование ее основных концептуальных технологических процессов применительно к двигателям различного назначения, в частности для дозвуковой гражданской авиации и вертолетной тематики. Стержневой концептуальной компонентой данной инновационной цифровой технологии является технология оптимизации IOSO, которая позволяет оперативно определять банк оптимальных технических решений, который гарантированно (при использовании оптимизации по вероятностным критериям) обеспечивает предельно достижимую эффективность разрабатываемого двигателя следующего поколения, а также интегрировать потребное число дисциплин для адекватного многодисциплинарного анализа двигателя как сложной высокоинтеллектуальной технической системы, конкурентоспособной на мировом уровне.

## Заключение

Инновационные вычислительные технологии базируются на комплексе современных стратегий системного анализа сложного технического объекта, в частности, это: многоуровневое моделирование элементов и адаптивное переключение уровней анализа объекта и его элементов; векторная идентификация объекта и его элементов; многодисциплинарный анализ и многокритериальная оптимизация объекта и его элементов; вероятностные оценки реализуемости технического решения (Robust Design Optimization — RDO); использование гибридной структуры анализа и моделирования объекта и его элементов с учетом возможностей адекватного математического моделирования трудноформализуемых физических процессов объекта и его элементов; комплексного анализа перспективности технического решения по критериям высокого уровня с учетом структуры объекта и особенностей его функционирования как системы более высокого уровня и др. Данная концепция является базовым инструментарием для создания цифровых двойников двигателя на всех этапах жизненного цикла двигателя как сложной технической системы высокого интеллектуального продукта: этапа разработки двигателя и его систем; этапа доводки двигателя и его систем; этапа производства двигателя и его систем, этапа формирования электронного паспорта двигателя как технической системы, включающей индивидуальные особенности объекта (имеющиеся отклонения при его производстве, специфику формирования системы дорегулирования двигателя с целью соответствия требованиям ТЗ, регистрацию фактического расходования ресурса при эксплуатации, особенности сервисного обслуживания объекта и т. д.); утилизации объекта и др. Важным преимуществом внедрения данной инновационной цифровой технологии является формализация процесса разработки и доводки перспективных двигателей следующего поколения, а также возможности широкого использования высокоинтеллектуальных прорывных вычислительных технологий, включая передовые достижения мирового уровня разработки и массовое вовлечение специалистов предприятия в технологический цикл для всех этапов разработки и доводки двигателей следующего поколения боевой авиации. Стратегической значимостью данной инновационной цифровой технологии является ее инвариантность и применимость ее основных концептуальных технологических процессов применительно к двигателям различного назначения, в частности, для дозвуковой гражданской авиации и вертолетной тематики. Стержневой концептуальной компонентой данной инновационной цифровой технологии является технология оптимизации IOSO, которая позволяет оперативно определять банк оптимальных технических решений обеспечения предельно достижимой эффективности разрабатываемого двигателя следующего поколения, а также интегрировать потребное число дисциплин для адекватного многодисциплинарного анализа двигателя как сложной высокоинтеллектуальной технической системы, конкурентоспособной на мировом уровне.

# ГОРЕНИЕ, ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ТЕПЛООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ В АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

---

УДК 621.45.022.2

**В. В. Кононова<sup>1</sup>, А. И. Гурьянов<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ПАО ОДК «Сатурн», Рыбинск, Россия (152903, Рыбинск, пр. Ленина, 163),  
kononova.93@yandex.ru

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П. А. Соловьева», Рыбинск, Россия (152934, Рыбинск, ул. Пушкина, 53),  
marialex2004@mail.ru

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГОРЕНИЯ СМЕШАННОГО И СИНТЕТИЧЕСКОГО ТОПЛИВА В УСЛОВИЯХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОТИВОТОКА

**Аннотация.** Проведен анализ перспективных схем организации рабочего процесса в камере сгорания, использующих альтернативное топливо, в том числе водородосодержащий синтез-газ. Выполнены исследования особенностей процессов горения топливных смесей, содержащих продукты каталитической конверсии метана (синтез-газ) в условиях газодинамического противотока. Был выполнен комплекс экспериментальных исследований противоточного горелочного модуля, работающего на метане с добавками синтез-газа, определен концентрационный диапазон устойчивого горения топливно-воздушной смеси и эмиссионные характеристики по оксидам азота, несгоревшим углеводородам и монооксидам углерода. Разработана модель противоточного горелочного устройства, осуществляющая низкоэмиссионное сжигание топливной смеси метана и синтез-газа в широком диапазоне коэффициента избытка воздуха.

### Введение

Процессы горения топлив входят в основу энергетики, авиации, высокотемпературных процессов, транспорта и быта. В качестве проблем при проектировании горелочных модулей и камер сгорания можно выделить: снижение эмиссионных выбросов при минимальных размерах зоны горения; повышение полноты сгорания топлива; минимизирование возможности срыва пламени и расширение концентрационного диапазона устойчивого горения. Высокие требования норм ICAO на эмиссию  $\text{NO}_x$  и CO энергоустановками приводят к росту изучения альтернатив-

ных принципов и аэродинамических схем организации горения и, соответственно, конструкций устройств сжигания топлива, реализующих эти принципы.

Тенденции современной энергетики показывают, что большинство компаний стремятся перейти на альтернативные виды топлива. Во многих зарубежных странах, в том числе и в России, имеется успешный опыт создания камер сгорания, у которых горелочный модуль работает на синтез-газе. Использование таких устройств в газотурбинных установках является одним из наиболее целесообразных решений проблем, упомянутых выше. Но на данный момент отсутствуют как эффективные конструкции таких устройств, так и подтвержденные экспериментально методики их расчета и проектирования. Это определяет актуальность работ, посвященных вопросам проектирования камер сгорания, работающих на синтез-газе.

### **1. Применение смешанного и синтетического топлива для повышения эффективности рабочего процесса камер сгорания ГТД**

Создание высокоэффективных горелочных устройств для камер сгорания энергоустановок и газотурбинных двигателей, а также устройств сжигания топлива технологического назначения с применением современных энергосберегающих технологий сталкивается с рядом проблем, таких как обеспечение высококачественного распыла и эффективного смешения, в максимально короткой и теплонапряженной зоне горения, позволяющих приблизиться к физической модели гомогенного реактора. Для совершенствования механизмов процессов горения требуется отыскать ряд научно-технических решений, в основе которых лежат оригинальные физические явления и реализующие их устройства. К числу таких физических явлений относится термогазодинамическая структура закрученного потока или по другому эффекту Ранка — Хилша. Существует отдельный класс закрученных потоков, при движении которых в ограниченном пространстве осесимметричных каналов формируется аэродинамический противоток, или, как его называют реверс течения. Такие потоки называют противоточными [1–4].

Перевод горелочных устройств на альтернативное топливо, в том числе синтетический газ, получаемый одним из методов термического разложения газообразных углеводородов, показывает, что на сегодняшний день существуют две основные концепции организации рабочего процесса камеры сгорания [5]. Одна из них подразумевает создание пилотного пламени реагирующей смеси синтез-газа с воздухом, выполняющего функцию стабилизации горения обедненной предварительно перемешанной топливозвоздушной смеси, реализуемого с использованием известных принципов низкокэмиссионного сжигания, нашедших широкое распространение в газотурбинной технике многих ведущих отечественных и зарубежных производителей.

В данном подходе есть ряд преимуществ, заключающихся в минимальной доработке геометрии проточной части горелочных модулей и камеры сгорания в целом внесением в конструкцию пилотной каталитической горелки — генератора синтез-газа, расширяющего пределы устойчивого горения топливозвоздушных смесей и снижающих эмиссию оксидов азота, но он имеет и ряд недостатков.



Основные из них связаны с тем, что, как и в случае классических схем горения предварительно-перемешанных бедных смесей, существует высокая вероятность проскока фронта пламени в зону смешения. Кроме того, в данном случае эта проблема усугубляется тем, что наличие активного водорода в составе синтез-газа, ускоряющего кинетику элементарных реакций горения, приводит к росту массовой скорости выгорания топлива и, как следствие, линейной скорости перемещения фронта пламени в пространстве навстречу набегающему потоку смеси. С учетом того, что одним из основных требований к камерам сгорания газотурбинных установок является минимальная величина потерь полного давления, предельно допустимый перепад давления на горелочном модуле ограничен значением 2–3 %. При этом скорость истечения топливовоздушной смеси принимает значения 60–80 м/с.

Внесение генератора синтез-газа в состав горелочного модуля в такой схеме неизменно обуславливает рост гидравлических потерь в проточной части, что также приводит к снижению КПД.

Вторая концепция подразумевает полную замену всех горелочных модулей предварительного смешения, применяемых в DLN-камерах сгорания на модули-генераторы синтез-газа она позволяет обеспечить достижение ультранизкой эмиссии оксидов азота) и монооксидов углерода при высокой полноте сгорания топлива [6; 7].

При всех перечисленных плюсах отмеченной схеме присущи все недостатки предыдущей, связанные с проскоком пламени и низкой энергетической эффективностью установки.

Противоточная схема организации смешения и горения в камере сгорания газотурбинной установки лишена большинства недостатков схем бедного горения, в том числе и с использованием синтез-газа, поэтому переход на нее более целесообразен [8].

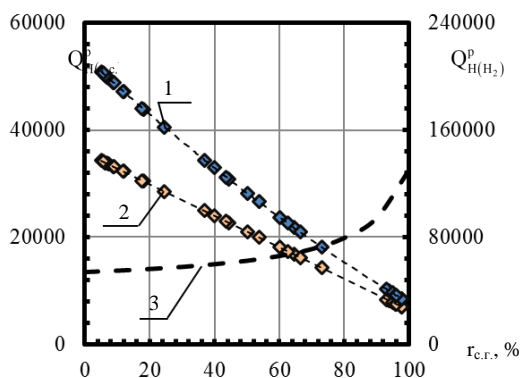
## **2. Экспериментальное исследование горения смешанного и синтетического топлива в условиях газодинамического противотока**

Анализ проведенных расчетов свойств топливной смеси при разных процентах добавки синтез-газа позволяет сделать вывод, что  $Q_{НВ}^p$  и  $Q_{Нм}^p$  уменьшается по линейной зависимости при увеличении  $r_{с.г.}$ . Характерной особенностью топливных смесей различного состава является то, что при малом значении объемной доли синтез-газа  $10\% \leq r_{с.г.} \leq 100\%$  абсолютные значения массовой и объемной теплоты сгорания отличаются более чем в 1,47 раз, при этом для чистого метана, при  $r_{с.г.} = 0\%$ , отношение количества энергии, выделяющейся при сгорании топливной смеси к соответствующему количеству энергии, полученному при сгорании  $1 \text{ м}^3$  топливной смеси, составляет 1,5 раза.

В диапазоне от  $r_{с.г.} = 10\%$  до  $r_{с.г.} = 100\%$  массовая и объемная теплота сгорания уменьшаются в 5,1 и 4,3 раза, соответственно. В количественном выражении зна-

чение  $Q_{\text{Hm}}^p$  меняется от  $47\,232 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$   $9104 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , а значение  $Q_{\text{HV}}^p$  от  $32\,320,9 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$   $7473,5 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ .

Как показали исследования, характерной особенностью синтез-газа, полученного методом каталитической конверсии в присутствии воздуха, является то, что отличие между значениями массовой и объемной теплоты сгорания минимально, при этом  $Q_{\text{Hm}}^p = 9104 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , а  $Q_{\text{HV}}^p = 7473,5 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ . Кривая 3 (рис. 1) характеризует зависимость массовой теплоты сгорания смеси, состоящей из метана и водорода, в зависимости от  $r_{\text{H}_2}$ , где  $r_{\text{H}_2} = \frac{G_{\text{H}_2}}{G_{\text{H}_2} + G_{\text{CH}_4}}$ .



**Рис. 1.** Зависимость низшей теплоты сгорания топливо-воздушной смеси от объемной доли синтез-газа в ее составе:

1 — массовая теплота сгорания топливной смеси (метана и синтез-газа); 2 — объемная теплота сгорания топливной смеси (метана и синтез-газа); 3 — массовая теплота сгорания топливной смеси (метана и водорода)

При увеличении процентного содержания водорода в смеси  $Q_{\text{Hm}}^p$  монотонно растет до значений  $r_{\text{H}_2} = 70\%$ , увеличиваясь на 24%. В диапазоне  $\text{H}_2$  от 80 до 100% значение теплоты сгорания, отнесенное к единице массы, резко увеличивается в 1,8 раза относительно  $r_{\text{H}_2} = 70\%$ , и в 2,4 раза относительно  $r_{\text{H}_2} = 0\%$  (что соответствует чистому метану). В отличие от добавки к метану чистого водорода (кривая 3), сопровождающейся ростом массовой теплоты сгорания, добавка синтез-газа (кривая 1) сопровождается уменьшением массовой теплоты сгорания. Это обусловлено тем, что в состав синтез-газа, подаваемого в модельную камеру сгорания, входит молекулярный азот, процентное содержание которого по объему составля-

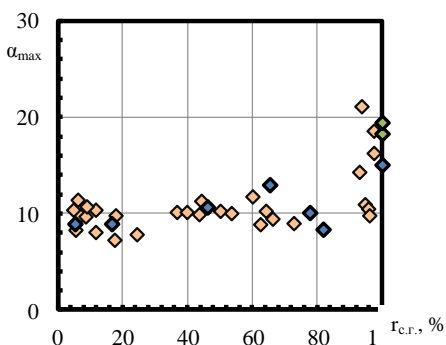
ет 49,11 %. Являясь инертной примесью,  $N_2$  уменьшает процентное содержание горючих компонентов ( $H_2$  и  $CO$ ) и снижает количество энергии, выделяющейся при сгорании единицы массы или объема синтез-газа.

Одним из основных вопросов на этапе перевода газотурбинного двигателя на синтетические виды топлива является вопрос о величине целесообразной добавки синтез-газа к метану. Для ответа на него проведен комплекс экспериментальных исследований горения топливных смесей метана с синтез-газом с различным значением объемной доли синтез-газа в диапазоне  $\gamma_{с.г.}$  от 0 % до 100 %.

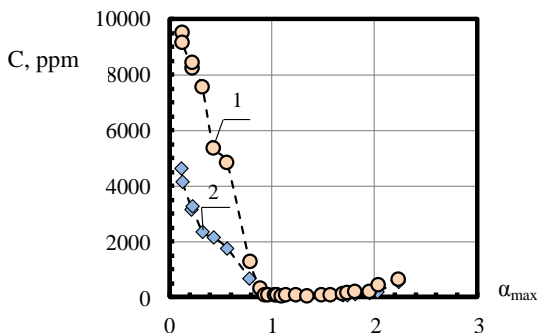
Получены результаты по влиянию объемной доли синтез-газа на границу «бедного» срыва пламени. Обобщение результатов выполненных исследований представлено на рисунке 2.

Их анализ позволяет сделать вывод о принципиальном качественном и количественном влиянии  $\gamma_{с.г.}$  на теплофизику и кинетику горения в противоточной камере сгорания. Видно, что добавка синтез-газа в диапазоне  $\gamma_{с.г.}$  от 7 % до 80 % сопровождается скачкообразным расширением концентрационного диапазона устойчивого горения более чем в 4 раза в количественном выражении. Это можно объяснить наличием в составе синтез-газа активных промежуточных компонентов, обусловленных развитием цепного механизма протекания процессов горения и выступающих в роли активных центров интенсификации локальных стадий суммарной кинетической схемой окисления метана.

Интегральные эффекты влияния добавок синтез-газа к метану на эмиссионные характеристики горения в противоточной камере сгорания приведены на рисунках 3–6. На рисунке 3 показаны функции  $C_xH_y = f(\alpha)$  (кривая 1) и  $CO = f(\alpha)$  (кривая 2) при горении метана в модельной, противоточной камере сгорания. Их анализ позволяет сделать вывод, что в диапазоне коэффициентов избытка воздуха от 0,1 до 0,9 концентрация  $CO$  и  $C_xH_y$  резко уменьшается при приближении к стехиометрии.



**Рис. 2.** Зависимость концентрационной границы устойчивого горения топливной смеси в «бедной» области по ее составу от объемной доли синтез-газа



**Рис. 3.** Зависимость относительной концентрации вредных веществ в продуктах сгорания от коэффициента избытка воздуха:

1 — концентрация  $C_{xH_y}$ ; 2 — концентрация  $CO$

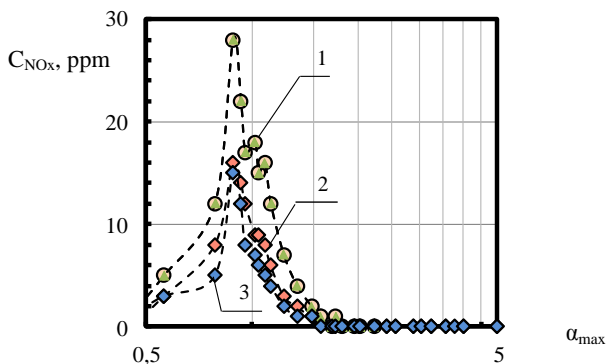
Концентрация  $C_{xH_y}$  (кривая 1) в отмеченном диапазоне уменьшается в 125 раз от значения 9 524 ppm при  $\alpha = 0,1$  до величины 76 ppm при  $\alpha = 0,9$ . Аналогичный характер зависимостей имеет функция  $C_{CO} = f(\alpha)$  (кривая 2). Значение концентрации  $CO$  уменьшается в 68 раз. В диапазоне от 0,9 до 1,4 концентрация  $CO$  и  $C_{xH_y}$  и при приближении к границе «бедного» срыва возрастает в 5,5 раз.

Интегральные эффекты влияния добавок синтез-газа к метану на эмиссионные характеристики горения в противоточной камере сгорания приведены на рисунках 4, 5. Видно, что перевод камеры сгорания на синтез-газ с  $r_{c.g.} = 100\%$  (рис. 4, кривая 3) сопровождается двукратным снижением эмиссии  $NO_x$  во всем концентрационном диапазоне устойчивого горения, относительно горения метана  $r_{c.g.} = 0\%$  (рис. 4, кривая 1). Поскольку устойчивое горение синтез-газа наблюдается в более широком диапазоне по коэффициенту избытка воздуха (рис. 1).

На рисунке 4 значение  $NO_x$  при горении синтез-газа ограничено  $\alpha = 5$ , поскольку при дальнейшем «обеднении» смеси до границы срыва пламени значение  $NO_x$  находится в нуле как и в представленном диапазоне по коэффициенту избытка воздуха от 1,57 до 5. Обоснованная ранее объемная доля целесообразной добавки синтез-газа  $r_{c.g.} = 15\%$  позволяет сократить эмиссию  $NO_x$  при горении в условиях противотока в 1,5 раза относительно горения метана во всем диапазоне по коэффициенту избытка воздуха.

Это подтверждает целесообразность применения топливных смесей метана с синтез-газом для снижения эмиссии оксидов азота ( $NO_x$ ) в перспективных камерах сгорания газотурбинных двигателей, работающих на синтетических топливах.

Исследование эмиссионных характеристик горения показало, что зависимости  $\text{NO}_x = f(\alpha)$  для метана, синтез-газа и топливной смеси с  $\tau_{\text{с.г.}} = 15\%$  имеют эквидистантный характер с максимальным значением вблизи стехиометрии. Результаты, приведенные на рисунке 5, характеризуют зависимость  $\text{CO}$  и  $\text{C}_x\text{H}_y$  для метана (кривые 1, 2) и синтез-газа (кривые 3, 4) во всем диапазоне режимов устойчивого горения по коэффициенту избытка воздуха.



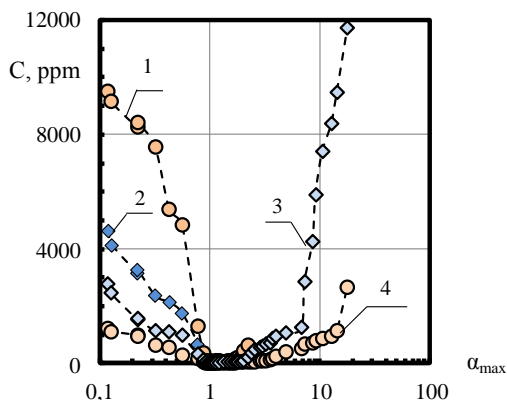
**Рис. 4.** Зависимость относительной концентрации  $\text{NO}_x$  в продуктах сгорания от коэффициента избытка воздуха:

1 — при сжигании чистого метана; 2 — при сжигании смеси (метан и синтез-газ) с объемной долей добавки синтез-газа, равной 15 %; 3 — при сжигании чистого синтез-газа

Перевод камеры сгорания с метана на синтез-газ сопровождается существенным уменьшением концентрации  $\text{CO}$  и  $\text{C}_x\text{H}_y$ . В диапазоне по  $\alpha$  от 0,15 до 1 горение метана сопровождается уменьшением эмиссии  $\text{C}_x\text{H}_y$  (кривая 1) от 9 500 ppm до 85 000 ppm, в то время как при горении синтез-газа концентрация несгоревших углеводородов уменьшается от 1 230 ppm до 2 ppm. При  $\alpha = 0,15$  концентрация несгоревших углеводородов в продуктах сгорания синтез-газа в воздухе в 7,7 раза меньше соответствующей концентрации при горении метана.

В случае стехиометрического горения, при  $\alpha = 1,02$ , концентрация несгоревших углеводородов в продуктах сгорания синтез-газа по сравнению со сжиганием метана уменьшается в 42 раза. Если сравнивать концентрацию монооксида углерода, отношение  $\text{CO}_{(\text{CH}_4)} / \text{CO}_{(\text{С.Г.})}$  составляет 3,75 при  $\alpha = 0,15$  и  $\text{CO}_{(\text{CH}_4)} / \text{CO}_{(\text{С.Г.})} = 2,3$  при  $\alpha = 1,02$ . При горении синтез-газа в области «ультрабедных» составов смеси  $5 < \alpha < 18$  наблюдается значительное увеличение концентрации  $\text{CO}$  и  $\text{C}_x\text{H}_y$ , при этом в диапазоне  $\alpha$  от 5 до 7 функция  $\text{C}_x\text{H}_y = f(\alpha)$  растет монотонно, при  $\alpha = 7$  резко меняется ее тангенс угла наклона и начинается лавинооб-

разный рост концентрации несгоревших углеводородов при дальнейшем «обеднении» смеси и приближении к границе «бедного» срыва пламени.



**Рис. 5.** Зависимость относительной концентрации вредных веществ в продуктах сгорания от коэффициента избытка воздуха:

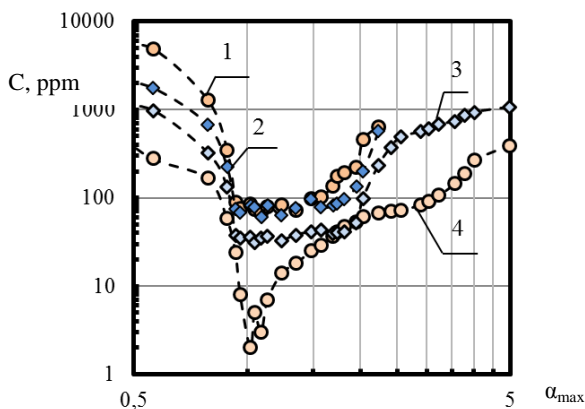
1 — концентрация  $C_xH_y$  при сжигании чистого метана; 2 — концентрация CO при сжигании чистого метана; 3 — концентрация CO при сжигании чистого синтез-газа; 4 — концентрация  $C_xH_y$  при сжигании чистого синтез-газа

В количественном выражении концентрация  $C_xH_y$  (кривая 3, рис. 5) растет от 1 250 до 11 750 ppm. Это говорит о том, что в области «ультрабедных» смесей горение углеводородов практически прекращается, а тепло экзотермической реакции, обеспечивающее устойчивость горения, выделяется при окислении водорода, входящего в состав синтез-газа.

Аналогичным образом в «ультрабедной» области ведет себя функция  $CO_{с.г.} = f(\alpha)$ . Отличие заключается в том, что резкое изменение тангенса угла наклона функции, характеризующее «остановку» реакции окисления CO до  $CO_2$ , происходит при  $\alpha \approx 13$ . Характер зависимости CO и  $C_xH_y$  в диапазоне по коэффициенту избытка воздуха  $0,5 < \alpha < 5$  показан на рисунке 3.6.

Проведенный анализ полученных значений доказал, что перевод противоточной камеры сгорания с метана на синтез-газ сопровождается уменьшением эмиссии монооксида углерода и несгоревших углеводородов для всех значений коэффициента избытка воздуха.

На рисунке 6 концентрация CO и  $C_xH_y$ , а также значение  $\alpha$  представлены в логарифмических координатах.



**Рис. 6.** Зависимость относительной концентрации вредных веществ в продуктах сгорания от коэффициента избытка воздуха:

1 — концентрация  $C_xH_y$  при сжигании чистого метана; 2 — концентрация CO при сжигании чистого метана; 3 — концентрация CO при сжигании чистого синтез-газа; 4 — концентрация  $C_xH_y$  при сжигании чистого синтез-газа

### Заключение

Выполненный комплекс экспериментальных исследований показал эффективность добавок синтез-газа на концентрационный предел устойчивого горения.

Исследования по сжиганию топлива помогли сделать вывод, что перевод устройств горения на синтетический газ способствует двукратному снижению эмиссии оксидов азота во всем концентрационном диапазоне устойчивого горения относительно горения метана. Объемная доля целесообразной добавки синтез-газа, составляющая 15 %, сокращает эмиссию оксидов азота при горении в условиях газодинамического противотока в 1,5 раза относительно горения метана во всем диапазоне по коэффициенту избытка воздуха. Эмиссия несгоревших углеводородов в богатой области горения уменьшается в 7,7 раза, в области бедного горения снижается в 1,8 раза, в случае стехиометрического горения концентрация уменьшается в 42 раза. Эмиссия монооксидов углерода в области бедного горения снижается в 1,7 раза, в области богатого горения в 4 раза, в случае стехиометрии в 2,5 раза.

### Литература

1. Gur'yanov A. I. Analysis of the gas turbine engine combustion chamber conversion to associated petroleum gas and oil / A. I. Gur'yanov, O. A. Evdokimov, S. A. Piralishvili, S. V. Veretennikov, R. E. Kirichenko, D. G. Ievlev // Russian Aeroautics. — New York: Al-lerton Press Inc., 2015. — Т. 58, № 2. — С. 205–209. DOI: 10.3103/S1068799815020117
2. Guryanov A. I. The influence of composite fuel granules fractional composition on their characteristics as an energy source / A. S. Mikhaylov, O. A. Evdokimov, A. I. Guryanov,

- N. S. Spesivtseva // *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 2017. — Vol. 18(3). — P. 231–242. DOI: 10.1615/InterJEnerCleanEnv.2017020710
3. *Guryanov A. I.* Experimental investigation of premixed air-fuel mixtures and of the combustion specifics of diffusion fuel jets / A. I. Guryanov, O. A. Evdokimov, S. V. Veretennikov, M. M. Guryanova // *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 2017. — Vol. 18 (4). — P. 335–348. DOI: 10.1615/InterJEnerCleanEnv.2018021223
  4. *Guryanov A. I.* Experimental investigation of the burning of mixed and synthetic fuel counter-flow burner module / V. V. Kononova, A. I. Guryanov // *Journal of Physics: Conference Series*, 2017. — Vol. 891. — P. 1–6. DOI:10.1088/1742-6596/891/1/012227
  5. *Guryanov A. I.* Heat transfer simulation of unsteady swirling flow in a vortex tube / S. V. Veretennikov, Sh. A. Piralishvili, O. A. Evdokimov, A. I. Guryanov // *Journal of Physics: Conference Series*, 2018. — Vol. 980. — P. 1–6. DOI:10.1088/1742-6596/980/1/012007
  6. *Гурьянов А. И.* Эффективность сжигания топлива в вихревых горелочных устройствах / А. И. Гурьянов, О. А. Евдокимов // *Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П. А. Соловьева*. — Рыбинск: РГАТУ, 2015. — № 2 (33). — С. 39–43 [Электронный ресурс]. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23878460>.
  7. *Гурьянов А. И.* Анализ особенностей перевода камеры сгорания газотурбинного двигателя на попутный нефтяной газ и нефть / А. И. Гурьянов, Ш. А. Пиралишвили, С. В. Веретеников, Р. Е. Кириченко, Д. Г. Иевлев, О. А. Евдокимов // *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*. — Казань: КНИТУ имени А. Н. Туполева, 2015. — № 2. — С. 65–69 [Электронный ресурс]. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23942190>.
  8. *Гурьянов А. И.* Горение синтез-газа в условиях газодинамического противотока / А. И. Гурьянов, Ш. А. Пиралишвили, В. В. Кононова // *Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П. А. Соловьева*, 2017. — № 4 (43). — С. 74–78.



## **РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОНИЦАЕМОЙ СТРУКТУРЫ «ЛАМИЛЛОЙ»**

**Аннотация.** В работе представлены результаты расчета системы охлаждения проницаемой структуры «ламинлой». В ходе проведения исследования были решены гидравлическая и тепловая задачи для элементарной стенки, получена расходная характеристика, определена величина теплосъема, снимаемого с элементарной стенки при различных ее температурах. Также проведен расчет теплового состояния соплового аппарата с проницаемой структурой «ламинлой».

### **Введение**

Попытки создания высокоэффективных авиационных газотурбинных двигателей приводят к увеличению температуры газа перед турбиной, поэтому без системы охлаждения в настоящее время не обходится ни одна современная турбина. Инженерами всего мира непрерывно ведутся работы по совершенствованию системы охлаждения с целью получения максимальной ее эффективности. Эффективная система охлаждения позволяет получить существенный выигрыш по удельным параметрам двигателя, так как снижение количества охлаждаемого воздуха приводит к увеличению КПД двигателя, что в свою очередь повышает его конкурентоспособность.

Одной из наиболее прогрессивных систем охлаждения деталей «горячей» части ГТД является система транспирационного охлаждения. Наиболее приближенной к этому типу охлаждения является проницаемая структура «ламинлой», которая представляет из себя двойную стенку, перфорированную отверстиями малого диаметра, внутри которой располагается большое количество штырьков и ребер (см. рис. 1). Охлаждающий воздух подается через отверстия 1 на противоположную стенку и обеспечивает высокую теплоотдачу в пятне контакта. За счет штырьков 2, расположенных внутри двойной стенки, возникает турбулизация потока, что увеличивает интенсивность теплоотдачи. Оставшийся потенциал по давлению используется для организации пленочного охлаждения стенки через отверстия 3.

Из-за большого количества мелких элементов в структуре «ламинлой», таких как отверстия и штырьки, количество которых в реальной детали может достигать до нескольких тысяч (см. рис. 2), расчетная модель становится очень «тяжелой», что существенно увеличивает время на проведение расчета и требования к вычислительной машине. Решением проблемы является определение основных характеристик системы транспирационного охлаждения типа «ламинлой» на определенном участке детали, приведенных к площади данного участка, с целью дальнейшей оценки основных параметров системы применительно к конкретной детали.

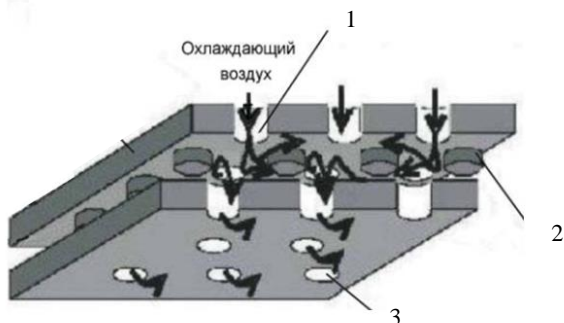


Рис. 1. Стенка с проницаемой структурой «лабиллой», где 1 — отверстия для подачи охлаждающего воздуха, 2 — штырьки во внутренней полости стенки, 3 — отверстия для выхода охлаждающего воздуха

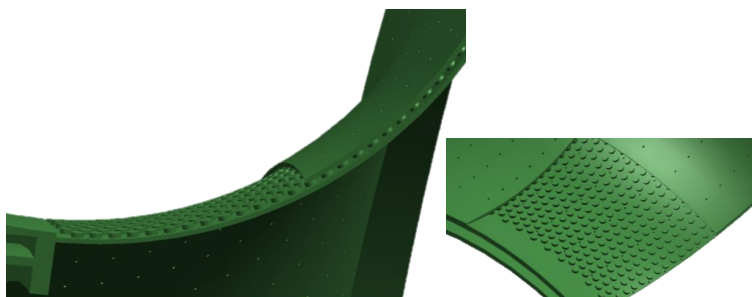


Рис. 2. Деталь газосборника с проницаемой структурой «лабиллой»

### Алгоритм

Для выполнения расчета теплового состояния детали с проницаемой структурой «лабиллой» предлагается следующий ряд последовательных действий:

1. Разработка структуры и конструкции детали с определением мест охлаждения.
2. Подбор оптимальных элементов структуры «лабиллой» (отверстий, штырьков, ребер и т. п.), обеспечивающих максимальный теплообмен с учетом технологии изготовления.
3. Проведение газодинамического 3D-расчета элементарной стенки.
4. Определение площади элементов детали со структурой «лабиллой», корректировка структуры и конструкции детали.
5. Перенос результатов расчета элементарной стенки в расчет теплового состояния детали.

### Конструктивный вариант

На рисунке 3 представлен пример конструкции соплового аппарата с транспирационным охлаждением типа «ламинлой». Через сопловой аппарат осуществляется подача воздуха в полости. Данный расход воздуха назначен экспертно и составляет для каждой полости 0,3 % от физического расхода воздуха на входе в двигатель.

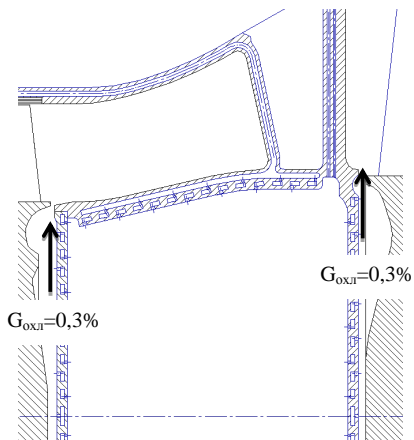


Рис. 3. Конструктивный вариант соплового аппарата

### Расчет основных характеристик системы охлаждения «ламинлой»

Для расчета основных параметров проницаемой структуры «ламинлой» была смоделирована элементарная стенка (см. рис. 4). Элементарная стенка — стенка с оптимальной площадью плоской поверхности, обеспечивающая корректный расчет с минимальными временными затратами.

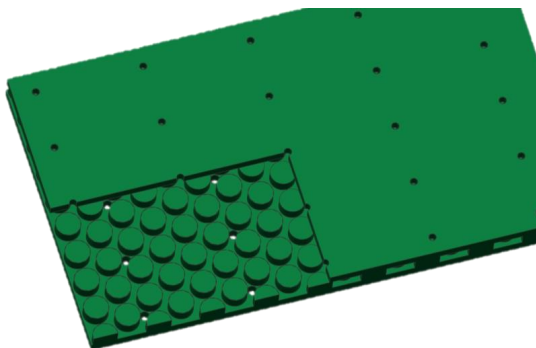
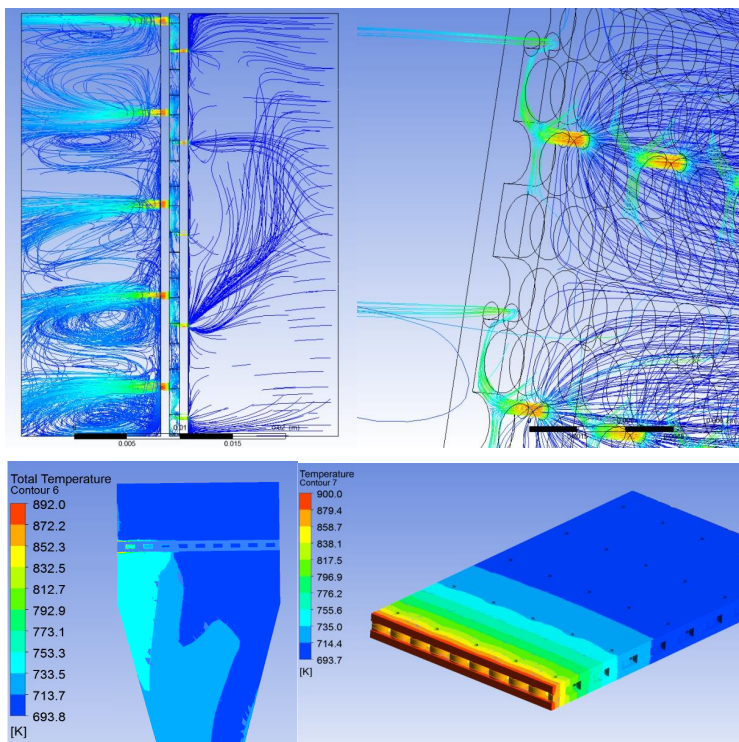
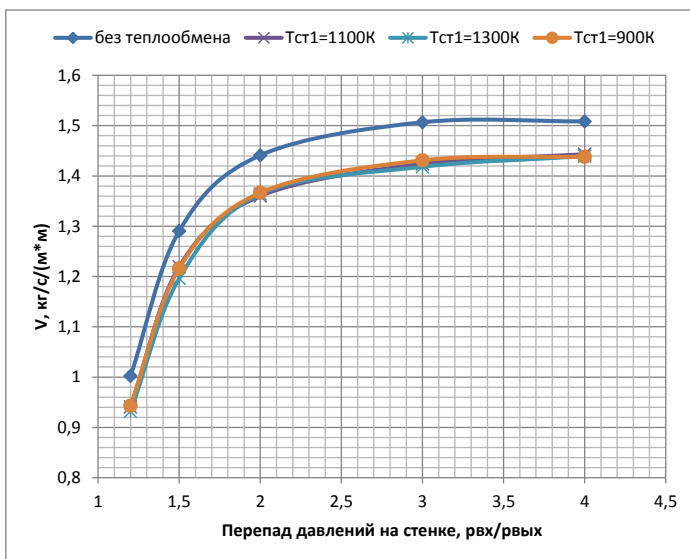


Рис. 4. Расчетная стенка с проницаемой структурой «ламинлой»

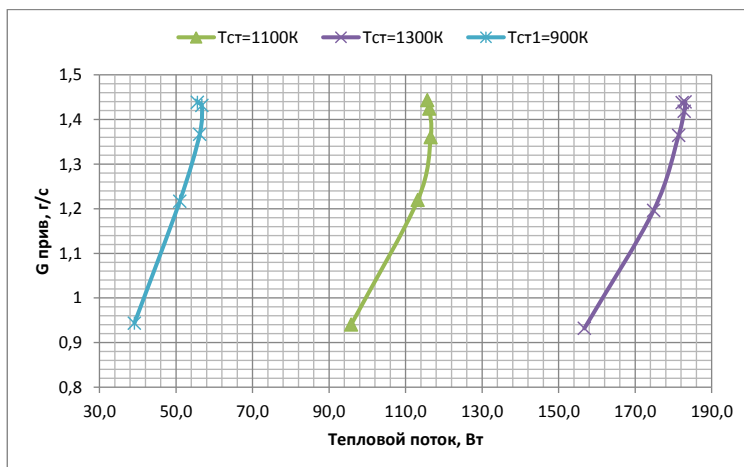


**Рис. 5.** Результаты расчета тепловой и гидравлической задач стенки

Отверстия, через которые осуществляется подача воздуха, приняты равными 0,6 мм. Дальнейшее уменьшение отверстий нежелательно, так как практика показывает, что существенно возрастает вероятность загрязнения таких отверстий, что в свою очередь приведет к резкому снижению эффективности системы охлаждения. Для смоделированной элементарной стенки с проницаемой структурой «ламинлой» был проведен ряд гидравлических и тепловых расчетов (см. рис. 5), по результатам которых были получены расходная характеристика (см. рис. 6) и зависимость теплосъема от приведенного расхода охлаждаемого воздуха (см. рис. 7).



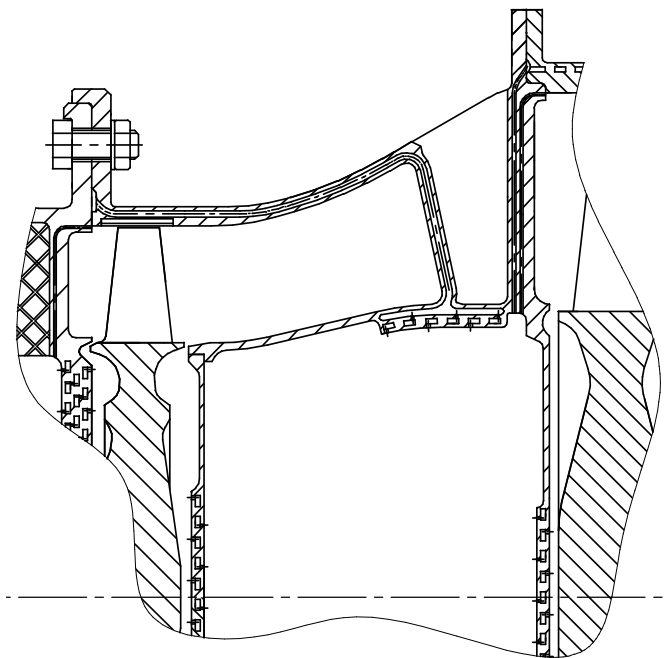
**Рис. 6.** Зависимость проницаемости элементарной стенки от перепада давлений при различных значениях температуры стенки и без теплообмена



**Рис. 7.** Зависимость теплового потока, передаваемого элементарной стенкой воздуху, от приведенного расхода воздуха, проходящего через элементарную стенку, при различных значениях ее температуры

### Расчет теплового состояния соплового аппарата

Таким образом, определив расходные характеристики (рис. 6 и 7), находим тепловой поток, который снимает охлаждаемый воздух, проходя через проницаемую структуру «лампиллой», а также находим площадь плоских стенок проницаемой структуры «лампиллой». На рисунках 8 и 9 представлены скорректированная структура и конструкция соплового аппарата и результаты его расчета. При расчете соплового аппарата поверхности стенок с проницаемой структурой «лампиллой» задавались пористыми с обеспечивающей нужный расход проницаемостью. Величина теплосъема, задаваемого в расчете с пористых стенок, определялась по графику (см. рис. 7).



**Рис. 8.** Скорректированный вариант соплового аппарата

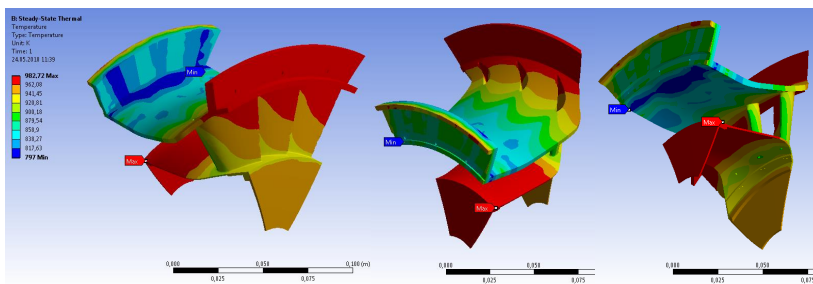


Рис. 9. Результаты расчета теплового состояния соплового аппарата

## Заключение

Проведен расчет теплового состояния соплового аппарата с проницаемой структурой «ламинеллой» по разработанному алгоритму. Алгоритм основан на моделировании элементарной стенки детали с проницаемой структурой «ламинеллой» с учетом ее проницаемости, теплопередачи, скорости движения воздуха, определяемой перепадом давления, и т. п., определении площади и конструкции элементов детали и структуры детали в целом, а также применении результатов расчета в расчете теплового состояния детали. Использование данного алгоритма существенно сокращает время на решение подобных задач и существенно упрощает процесс оптимизации конструкции со стенками разной проницаемостью.

## Литература

1. *Иноземцев А. А., Сандарацкий В. Л.* Газотурбинные двигатели. — ОАО «Авиадвигатель», 2006. — 1204.
2. Новости зарубежной науки и техники. № 6. ЦИАМ, 1984. — 29 с.
3. *Шалунов А. С., Ваченко А. С., Фадеев О. А., Багаев Д. В.* Введение в ANSYS: прочностной и тепловой анализ: учебное пособие. — Ковров: КГТА, 2002.

**Е. А. Ершова, И. Н. Новиков**

ООО «Новая Энергия», РГАТУ имени П. А. Соловьева, Рыбинск  
abrosimovaekal@mail.ru

## **КОЛЬЦЕВАЯ МНОГОГОРЕЛОЧНАЯ МАЛОЭМИССИОННАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Аннотация.** В статье рассматривается конструктивная схема многогорелочной малоэмиссионной камеры сгорания. Отличием данной камеры является использование в конструкции двух рядов горелок с применением предкамер, за основу которых взята камера сгорания вихревого противоточного типа. Такой тип камеры позволяет регулировать подачу топлива в зависимости от режима работы двигателя. Возможность регулирования рабочего процесса способствует устойчивой работе двигателя на разных режимах работы двигателя и снижению выбросов вредных веществ в атмосферу.

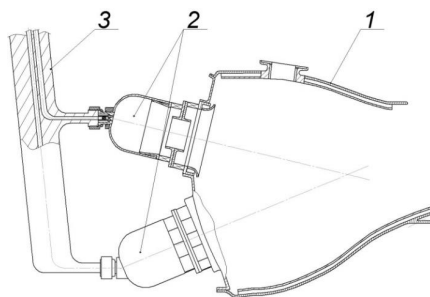
Одним из основных узлов авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) и газотурбинной установки (ГТУ) является камера сгорания (КС). Основным назначением КС является эффективное сжигание топлива в воздухе, поступающем в полость жаровой трубы.

В настоящее время авиация не является значительным источником загрязнения атмосферы токсичными веществами, но в зоне аэропортов самолеты могут создавать достаточно высокий уровень концентрации вредных веществ в воздухе. Учитывая это обстоятельство, а также то, что объем авиаперевозок во всем мире растет, Международная организация гражданской авиации (ИКАО) приняла решение об ограничении токсичности выхлопных газов, выбрасываемых двигателями самолетов на международных авиалиниях. Сложившаяся ситуация заставляет заниматься исследованием механизма образования токсичных веществ в процессе горения и разрабатывать КС, отвечающие перспективным нормам ИКАО.

В качестве одного из направлений по снижению выбросов в современных КС является применение многогорелочных КС, поскольку процесс перемешивания приводит к уменьшению неравномерности поля температуры на выходе из камеры, повышает полноту сгорания и расширяет пределы устойчивого горения топлива.

Таким образом, была разработана кольцевая КС (рис. 1), за основу схемы которой взята КС (рис. 1) [1].





**Рис. 1.** Конструктивная схема разработанной камеры сгорания.

1 — жаровая труба, 2 — предкамеры, 3 — топливный коллектор

Передняя стенка КС оснащена группой предкамер. С целью получения более интенсивного перемешивания на основе анализа источников [2–7] было принято решение о применении вихревых противоточных предкамер. При этом центральные оси предкамер, расположенных на разных ярусах камеры сгорания, сходятся на одной окружности в плоскости нормальной центральной оси кольцевого канала жаровой трубы. В каждом кольце горелки имеют одинаковые направления закрутки потока, противоположные направлению закрутки в соседнем кольце.

За основу конструкции предкамеры была взята вихревая камера противоточного типа. В камерах сгорания вихревого противоточного типа (КСВП) в рабочей зоне формируются сильно закрученные внешний и внутренний потоки, движущиеся в противотоке, с началом формирования внешнего потока в плоскости, близкой к выходному каналу внутреннего потока. Такие камеры обладают следующими особенностями структуры потока:

- высокоразвитой анизотропной турбулентностью;
- высоким радиальным градиентом статического давления;
- формированием зоны горения максимальной температуры во внутреннем закрученном потоке.

Высоко развитая анизотропная турбулентность приводит к генерированию низко и высокочастотных акустических колебаний и интенсификации тепло- и массообменных процессов.

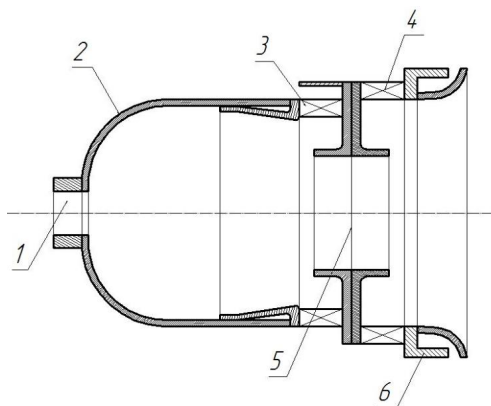
Формируемая в КСВП структура потока способствует увеличению на порядок и более скоростей процессов горения за счет улучшения качества смесеобразования, наличия низко и высокочастотных акустических колебаний.

Конструкция КСВП способна обеспечить рабочий процесс, использующий вибрационное горение, способствующее резкому увеличению скорости химических реакций и, тем самым, скорости сжигания топлива, что значительно увеличивает производительность по сжигаемому топливу (при фиксированных геометри-

ческих размерах камеры) или позволяет снизить габариты и массу камеры (при фиксированной производительности).

Возможность управления закруткой и термогазодинамическими параметрами (изменение угла входа потока в камеру сгорания, изменение скорости и температуры потока воздуха в камеру) приводит к заданному размещению зоны горения во внутреннем потоке, размерам зоны горения и, тем самым, — к высокой теплонапряженности зоны горения и к сокращению времени пребывания продуктов сгорания в области высоких температур. Это способствует обеспечению низкого уровня выбросов  $\text{CO}$  и  $\text{C}_x\text{H}_y$  и не дает возможности увеличения синтеза  $\text{NO}_x$ .

На рисунке 2 приведена принципиальная схема предкамеры.



**Рис. 2.** Схема предкамеры.

1 — подвод топлива, 2 — корпус предкамеры, 3 — первый тангенциальный завихритель, 4 — второй тангенциальный завихритель, 5 — сопло, 6 — место крепления к жаровой трубе

Работа предкамеры осуществляется следующим образом: воздух из диффузора входит в сопловой тангенциальный закручивающий аппарат 3, ускоряется и попадает в вихревую камеру в виде сильно закрученного потока. В камере формируются два закрученных потока: периферийный (свободный) и приосевой (вынужденный). Периферийный поток движется в направлении топливной форсунки, а приосевой — в направлении выходного сопла 5. Из форсунки впрыскивается топливо. Капли топлива отбрасываются в периферийный поток, дробятся и испаряются, в результате чего в приосевом потоке образуется топливо-воздушная смесь, попадающая в жаровую трубу через выходное сопло 5. Для проверки работоспособности были проведены испытания одной из моделей такой предкамеры (рис. 3), которые подтвердили ее экологическую эффективность.



Рис. 3. Вид факела при работе предкамеры без использования внешнего завихрителя

Формирование факела продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания с широким углом раскрытия достигается варьированием углом раскрытия канала выхода продуктов сгорания в сочетании с окружающими составляющими скорости, что важно для расширения области применения КС.

В ходе работы необходимо было выбрать геометрические размеры предкамеры таким образом, чтобы осевые скорости на срезе выходного сопла предкамеры были достаточно велики, чтобы не допустить распространения пламени внутрь предкамеры.

Также была определена схема расположения предкамер на жаровой трубе. Угол наклона осей предкамер выбирался из расчета того, чтобы сократить длину КС и чтобы пламя от крайних горелок не попадало на стенки жаровой трубы.

В результате был выбран вариант с двумя рядами горелок по 27 предкамер в каждом (рис. 4). При этом заданное количество рабочих предкамер, в которые подается топливо, зависит от режима работы двигателя. Таким образом, на режиме максимальной тяги работают все 54 предкамеры (рис. 4б), на крейсерском режиме 36 предкамер (рис. 4в), а на режиме малого газа 27 предкамер (рис. 4а).

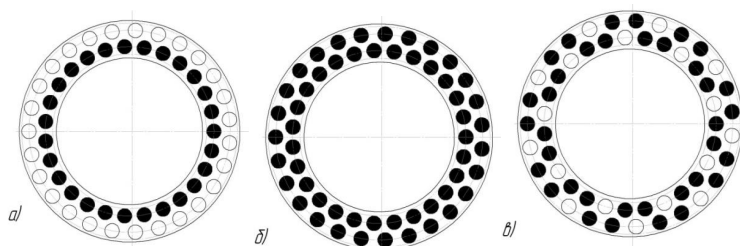
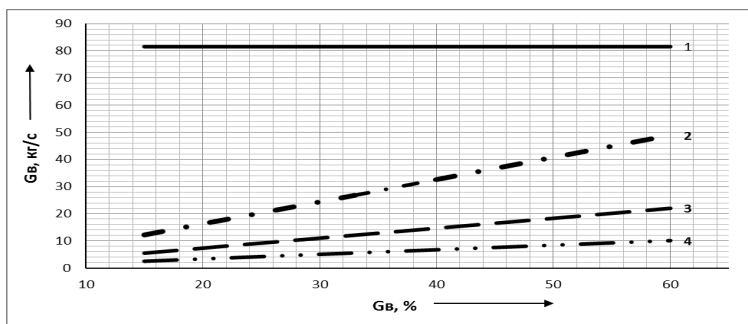


Рис. 4. Схема распределения рабочих предкамер на разных режимах работы двигателя

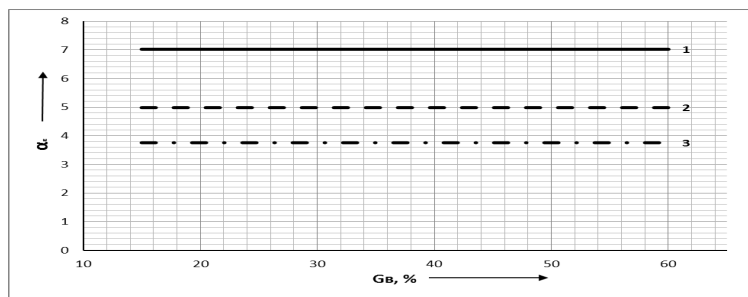
Для наглядного сравнения рассмотренных вариантов работы предкамер были построены графики, иллюстрирующие зависимости между основными расчетными параметрами (рис. 5–11). На рисунке 5 показано соотношение расхода воздуха на каждом из основных режимов в зависимости от относительного расхода воздуха (процентного соотношения воздуха, проходящего через предкамеры, к воздуху, поступающему в КС).



**Рис. 5.** Зависимость расхода воздуха через одну предкамеру ( $G_v$ , кг/с) от относительного расхода воздуха ( $G_v$ , %) на разных режимах работы.

1 — общий расход воздуха в камере сгорания, 2 — режим максимальной тяги (54 рабочих предкамеры), 3 — крейсерский режим (36 рабочих предкамер), 4 — режим малого газа (27 рабочих предкамер)

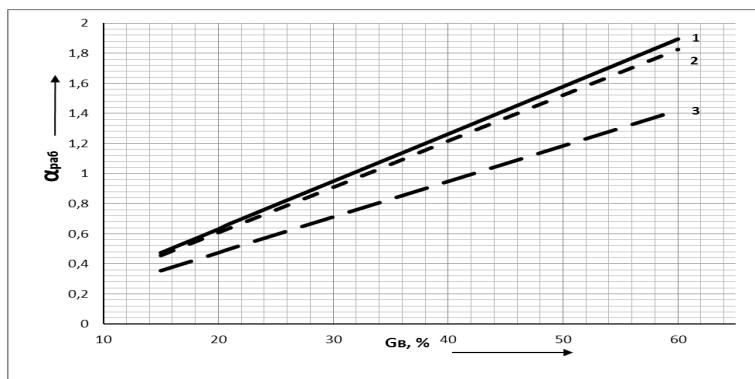
Независимо от процентного соотношения воздуха ( $G_v$ , %) (рис. 6), подаваемого в камеру сгорания, суммарный коэффициент избытка воздуха ( $\alpha_c$ ) в пределах одного режима остается постоянным. Таким образом, изменение количества подаваемого воздуха не повлечет за собой изменений в работе КС и всего двигателя в целом.



**Рис. 6.** Зависимость суммарного коэффициента избытка воздуха через одну предкамеру ( $\alpha_c$ ) от относительного расхода воздуха ( $G_v$ , %) на разных режимах работы.

1 — режим малого газа (27 рабочих предкамер), 2 — крейсерский режим (36 рабочих предкамер), 3 — режим максимальной тяги (54 рабочих предкамеры)

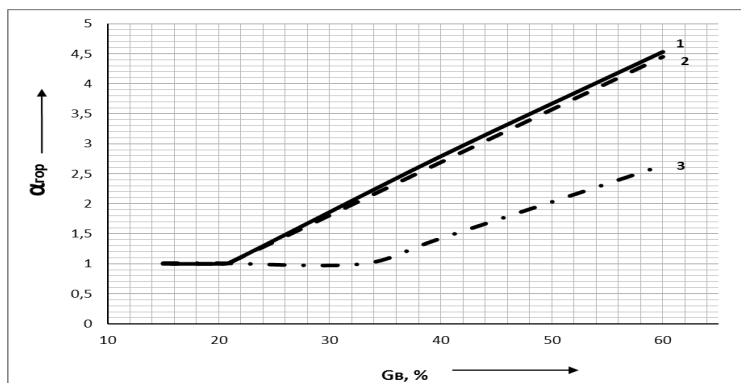
Из графика (рис. 7) видно, что при снижении режима работы двигателя коэффициент избытка воздуха падает ( $\alpha_{\text{раб}}$ ). Это связано с тем, что на крейсерском режиме и на режиме малого газа топливо подается не во все форсунки, а только в некоторые из них.



**Рис. 7.** Зависимость коэффициента избытка воздуха за рабочими предкамерами ( $\alpha_{\text{раб}}$ ) от относительного расхода воздуха ( $G_{\text{в}}$ , %) на разных режимах работы.

1 — режим максимальной тяги (54 рабочих предкамеры), 2 — крейсерский режим (36 рабочих предкамер), 3 — режим малого газа (27 рабочих предкамер)

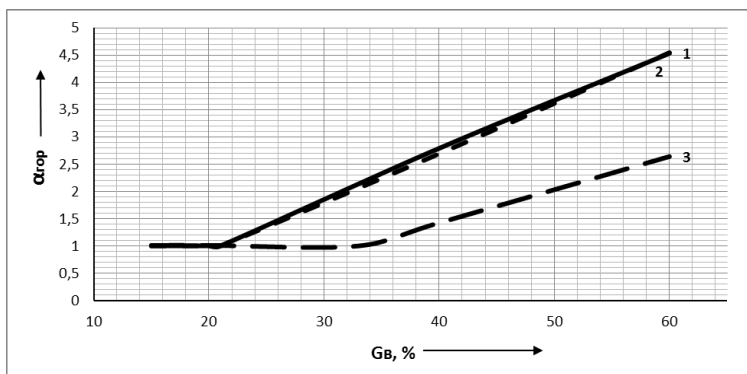
В результате того, что на крейсерском режиме и на режиме малого газа топливо подается не во все предкамеры, коэффициент избытка воздуха на этих режимах ( $\alpha_{\text{гор}}$ ) выше, чем на режиме максимальной тяги (рис. 8). По значениям коэффициента избытка воздуха можно судить о величине температур, что дает возможность изменить уровень выбросов окислов азота за счет подачи недостающего количества воздуха во второй тангенциальный завихритель для полного горения.



**Рис. 8.** Зависимость коэффициента избытка воздуха за предкамерами ( $\alpha_{пр}$ ) от относительного расхода воздуха ( $G_v$ , %) на разных режимах работы.

1 — крейсерский режим (36 рабочих предкамер), 2 — режим малого газа (27 рабочих предкамер), 3 — режим максимальной тяги (54 рабочие предкамеры)

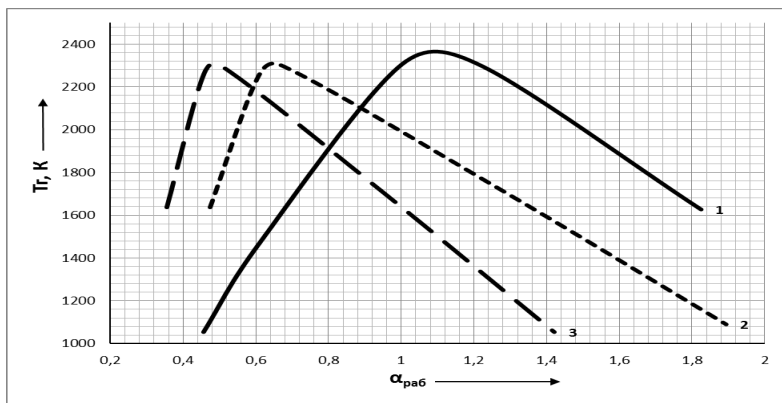
Зона горения служит для догорания топлива, не сгоревшего в предкамере. Такая зона появляется на режимах при коэффициенте избытка воздуха меньше единицы (рис. 9). В то же время при коэффициенте избытка воздуха меньше или равном единице выступает в роли зоны смешения. Наличие этой зоны способствует уменьшению размеров самой камеры сгорания.



**Рис. 9.** Зависимость коэффициента избытка воздуха за зоной горения ( $\alpha_{гор}$ ) от относительного расхода воздуха ( $G_v$ , %) на разных режимах работы.

1 — крейсерский режим (36 рабочих предкамер), 2 — режим малого газа (27 рабочих предкамер), 3 — режим максимальной тяги (54 рабочие предкамеры)

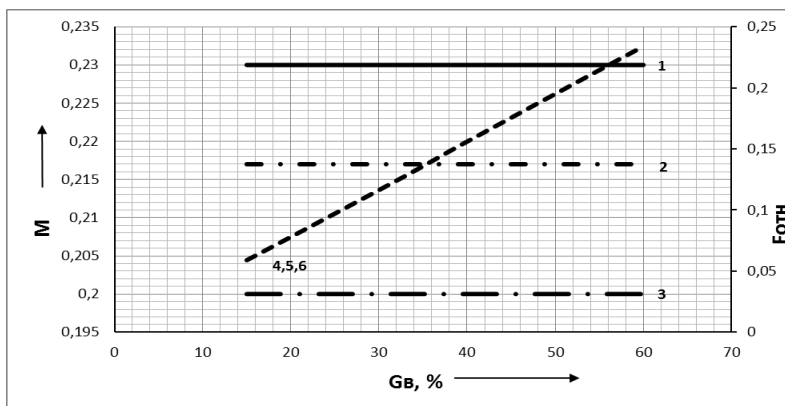
Распределение температур в пределах одного режима служит для определения количества воздуха, необходимого для охлаждения КС. Из графика (рис. 10) видно, что независимо от режима работы двигателя максимальная температура остается одинаковой.



**Рис. 10.** Зависимость температуры газа на выходе из одной предкамеры ( $T_g$ , К) от коэффициента избытка воздуха за рабочими предкамерами ( $\alpha_{раб}$ ).

1 — режим максимальной тяги (54 рабочих предкамеры), 2 — крейсерский режим (36 рабочих предкамер), 3 — режим малого газа (27 рабочих предкамер)

С изменением расхода воздуха число Маха ( $M$ ) не изменяется за счет изменения геометрии в рамках одного относительного расхода воздуха ( $G_v$ , %) на разных режимах (рис. 11). Постоянные значения относительных скоростей позволяют создать необходимый сильно закрученный поток, не увеличивая при этом потери.



**Рис. 11.** Зависимость относительной скорости потока ( $M$ ) на выходе из завихрителя и относительной площади сопла ( $F_{отн}$ ) от относительного расхода воздуха ( $G_v$ , %) на разных режимах работы.

1 — режим малого газа (27 рабочих предкамер), 2 — крейсерский режим (36 рабочих предкамер), 3 — режим максимальной тяги (54 рабочих предкамеры), 4, 5, 6 — относительная площадь сопла на максимальном, крейсерском и режиме малого газа соответственно

В результате проведенных расчетов были получены распределения параметров для каждого из основных режимов работы двигателя в зависимости от относительного расхода воздуха. Такой анализ позволяет на этапе проектирования выбрать необходимую конструкцию предкамеры с требуемыми термогазодинамическими и геометрическими параметрами. Применение рассматриваемой конструкции позволяет сократить длину КС, что для авиации является значительным параметром, а также снизить уровень выбросов оксидов азота, оксидов углерода и несгоревших углеводородов.

## Литература

1. Патент RU 2624682, 05 июля 2017.
2. Новиков Н. Н. Исследование вихревых нагревателей применительно к воспламенителям ВРД / Н. Н. Новиков // Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук; защищено 17.06.82; утверждено 22.11.82. — Куйбышев: КуАИ, 1982. — 167 с.
3. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. — Самара: Оптима, 1997. — 220 с.
4. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / пер. с англ. — М.: Мир, 1986. — 566 с., ил.
5. Новиков И. Н. Поискные исследования в области создания камер сгорания вихревого противоточного типа / И. Н. Новиков, Н. Н. Новиков // Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей: тез. докл. V Всерос. науч.-техн. конф. — Самара: СГАУ, 2004. — Выпуск 5. — С. 141–146.
6. Раушенбах Б. В., Белый С. А. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1964.



*К. Ю. Мохов<sup>1</sup>; А. Ю. Кудряцев<sup>1</sup>; О. В. Воронков<sup>1</sup>; Е. Б. Воронина<sup>1</sup>;  
С. В. Сухов<sup>1</sup>; А. А. Рябов<sup>1</sup>; Ю. Н. Журенков<sup>2</sup>; А. В. Соловьева<sup>2</sup>;  
А. В. Григорьев<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>ООО «Саровский инженерный центр», технопарк «Саров», Нижегородская область

<sup>2</sup>АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
kmokhov@saec.ru

## **РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОГНЕСТОЙКОСТИ МАСЛОБАКА ВЕРТОЛЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Аннотация.** В работе представлены результаты компьютерного анализа огнестойкости маслобака при локальном воздействии струи горелки. Решение задач тепломассопереноса и прочности конструкции проводится в сопряженной постановке на основе численных методов конечных объемов и конечных элементов. Достоверность моделирования подтверждается близостью численных результатов и экспериментальных данных.

### **Введение**

Одним из важнейших требований, предъявляемых к разрабатываемым газотурбинным двигателям (ГТД), является безопасность работы на различных режимах, в том числе в аварийных ситуациях, включая пожары. Пожарная безопасность двигателя регулируется пунктом правил летной годности АПЗЗ.17 [1], в соответствии с которым все компоненты ГТД, содержащие воспламеняющиеся жидкости, должны удовлетворять по крайней мере требованиям огнестойкости. Актуальность проблемы подтверждается широтой научных исследований, проводимых в нашей стране и за рубежом [2–6].

Традиционным подходом для подтверждения огнестойкости компонента является натурное испытание, в котором компонент помещается в пламя горелки с температурой пламени  $T = 1100 \pm 80$  °С. При этом компонент считается огнестойким, если сохраняет работоспособность в течение 5 минут. В экспериментах горелка направляется на заранее известные слабозащищенные элементы компонента, либо проводится серия опытов, в которых горелка направляется на различные элементы компонента для выявления наиболее слабого. Экспериментальный подход позволяет напрямую исследовать огнестойкость компонента при проявлении различных возможных видов разрушения (плавления, терморазложения, горения и пр.) элементов конструкции, что является преимуществом. Этот подход, однако, дает ограниченную информацию по поведению объекта испытаний и требует порой значительных за-

трат на изготовление материальной части и проведение опытов, а в случае отрицательного результата не всегда подсказывает пути доработки конструкции.

Расчетный подход, представленный в настоящей работе, заключается в сопряженном компьютерном моделировании теплового и деформационного поведения маслобака под воздействием струи горячего газа. Основным преимуществом расчетного подхода является возможность проведения анализа огнестойкости изделия уже на этапе проектирования, когда имеется лишь трехмерная компьютерная модель. В результате разработчику предоставляется возможность на ранних стадиях проектирования проанализировать поведение модели в условиях пожара и оптимальным образом устранить выявленные изъяны конструкции, за счет чего сокращаются сроки и стоимость разработки, а также повышается качество продукции.

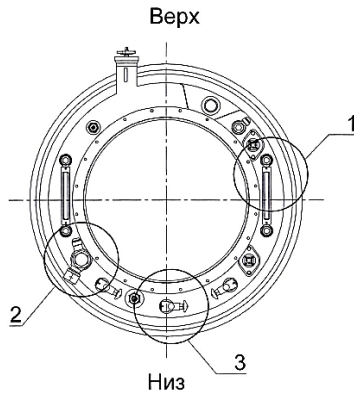
При реализации расчетного подхода в решении сложных задач могут возникнуть проблемы, обусловленные неопределенностью поведения материалов в условиях интенсивных тепловых воздействий. Так, расчетчик должен заранее знать, какие процессы необходимо учитывать: плавление, термическое разложение, горение или разрушение материала в условиях высоких температур и неравномерного нагрева. Если поведение металлов под воздействием высоких температур достаточно глубоко изучено и, как правило, не требует дополнительных исследований, то для новых материалов (например, композитов) необходим целый спектр исследований. В этом случае наиболее рациональным представляется расчетно-экспериментальный подход, основанный на оптимальном сочетании численных и натуральных экспериментов, органично дополняющих друг друга и позволяющих зафиксировать в попытках и с приемлемой точностью численно описать все возможные физические процессы, происходящие в материалах конструкций при высоких температурах.

### **Постановка задачи и методы решения**

Рассматривается задача воздействия струи пламени горелки в течение заданного времени  $t = 5$  минут на стальную конструкцию маслобака, частично заполненного маслом с известными характеристиками, циркулирующим с заданным расходом. Параметры горелки:

- диаметр пламени горелки не менее  $D = 100$  мм;
- температура пламени на мишени  $T = (1100 \pm 80)$  °С;
- плотность теплового потока на мишени  $q = (116 \pm 10)$  кВт/м<sup>2</sup>.

Зоны теплового воздействия пламени горелки на элементы конструкции маслобака показаны на рисунке 1. Первая зона находится в области боросиликатного мерного стекла, вторая — область штуцера возврата масла, третья — область сливного крана. Уплотнительные элементы соответствуют ОСТ 1 14645-89 и имеют рабочую температуру 300 °С.



**Рис. 1.** Зоны теплового воздействия пламени горелки

Для численного решения задачи механики подвижной среды используется пространственная дискретизация на основе метода конечных объемов в сочетании с неявной схемой интегрирования по времени, реализованных в комплексе STAR-CCM+ [7]. Решение линеаризованной задачи на шаге интегрирования осуществляется итерационным многосеточным методом AMG с предобуславливателем. Сходимость итерационного процесса контролируется мониторингом норм невязок векторов решений системы линейных алгебраических уравнений и значений основных газодинамических величин в характерных точках. В связи с тем что истечение горячих газов из горелки имеет турбулентный характер, в расчете используется модель турбулентности RANS k- $\omega$  SST [8].

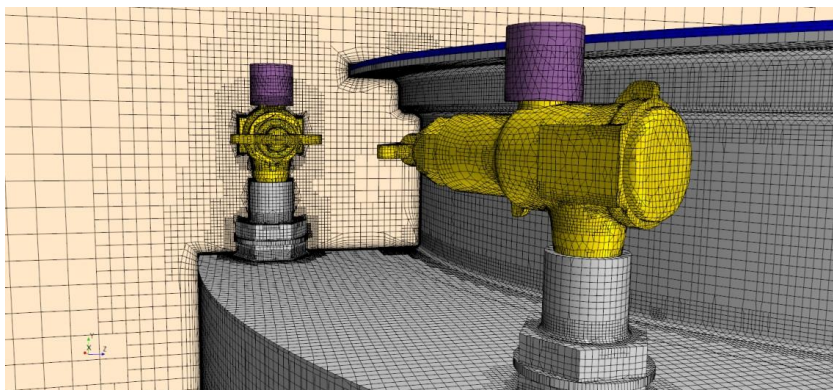
Напряжения в конструкции, обусловленные неравномерным нагревом, определяются методом конечных элементов в программном комплексе Abaqus [9]. Уравнения состояния материала формулируются на основе теории течения с трансляционно-изотропным упрочнением [10], учитываются зависимости механических свойств материалов от температуры. Решение линеаризованной системы уравнений проводится неявным методом, нелинейность разрешается итеративно градиентным методом Ньютона [11].

Для численного решения задачи разрабатываются две дискретные модели, детально описывающие реальную конструкцию и окружающую среду:

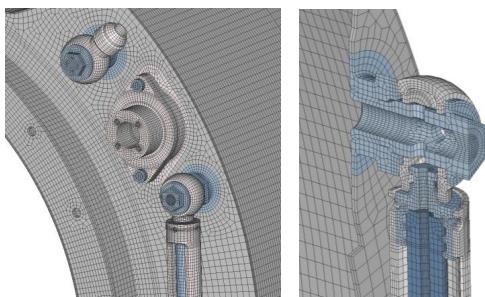
- конечно-объемная модель (КОМ), размерностью от 44 млн до 76 млн ячеек, для решения задачи сопряженного теплопереноса, разработана на основе усеченных гексагональных ячеек. На стенках конструкции маслобака формируется 16 слоев призматических ячеек с толщиной первого слоя  $h = 0,01$  мм, что обеспечивает значение безразмерного параметра  $Y^+ \sim 1$ ;
- конечно-элементная модель (КЭМ), размерностью 1,5 млн КЭ с характерным разрешением по пространству  $1 \times 1 \times 1,5$  мм для определения

напряженно-деформированного состояния конструкции, разрабатывается на основе 20-узловых КЭ, второго порядка аппроксимации по пространству с редуцированным интегрированием по объему.

Фрагменты дискретных разработанных моделей показаны соответственно на рисунках 2 и 3.



**Рис. 2.** Фрагмент конечно-объемной модели



**Рис. 3.** Фрагменты конечно-элементной модели маслобака

### **Результаты экспериментов и расчетов**

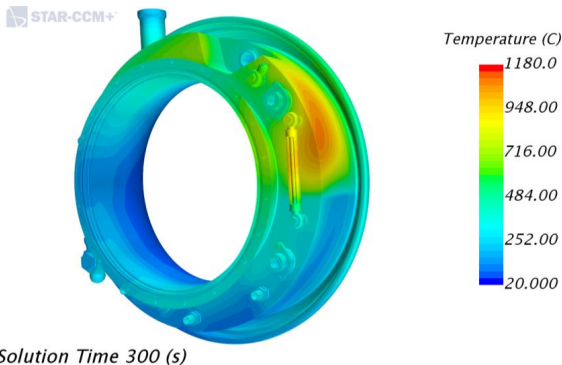
При проведении экспериментов основным требованием было подтверждение огнестойкости маслобака, которое отличается от огнестойкости увеличением времени воздействия горелки с 5 минут до 15 минут. В результате в опытах при направленном воздействии пламени на различные области получены следующие результаты:

- в области мерного стекла зафиксировано его расплавление на момент времени  $t_{1\text{эксн.}} = 286$  с;
- в области штуцера возврата масла произошла разгерметизация уплотнительных элементов при  $t_{2\text{эксн.}} = 282$  с;
- в зоне сливного крана замечаний не выявлено.

На первом этапе расчетных исследований проводится калибровка компьютерной модели горелки по экспериментальным данным, полученным в модельных испытаниях. Сначала оценивается температура пламени на заданном расстоянии от горелки, далее оценивается тепловой поток пламени в области мишени, путем расчета нагрева воды, текущей по медной трубочке с внешним диаметром  $d_{\text{труба}} = 12$  мм, под воздействием пламени горелки. В результате данного этапа выявляются граничные условия, позволяющие воссоздать интегральные характеристики горелки, используемой в эксперименте.

Сеточная сходимость численного решения задачи тепломассопереноса подтверждается путем сравнения результатов стационарных расчетов на двух КОМ размерностью 44 млн и 76 млн ячеек. Численные эксперименты показывают, что отличия решений не превышают 3 %, поэтому все расчетные исследования проводятся с КОМ размерностью 44 млн.

В результате численных расчетов нескольких возможных направлений воздействия горелки получен большой объем информации по параметрам газовой струи, распределению давления, температуры и напряженно-деформированному состоянию маслобака и его отдельных элементов, а также изменение этих величин во времени. Некоторые результаты расчетов приведены на рисунках 4–6. На рисунке 4 показано распределение поля температуры на поверхности маслобака на момент времени  $t = 5$  мин. На рисунке 5 приведено распределение интенсивности пластических деформаций для корпуса маслобака на момент времени  $t = 5$  мин. На рисунке 6 показана динамика изменения максимальной температуры материалов от времени.



**Рис.4.** Распределение температуры на поверхности маслобака при  $t = 5$  мин.

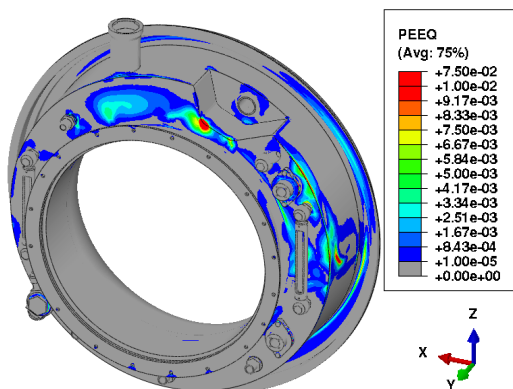


Рис. 5. Интенсивность пластических деформаций на момент времени  $t = 5$  мин.

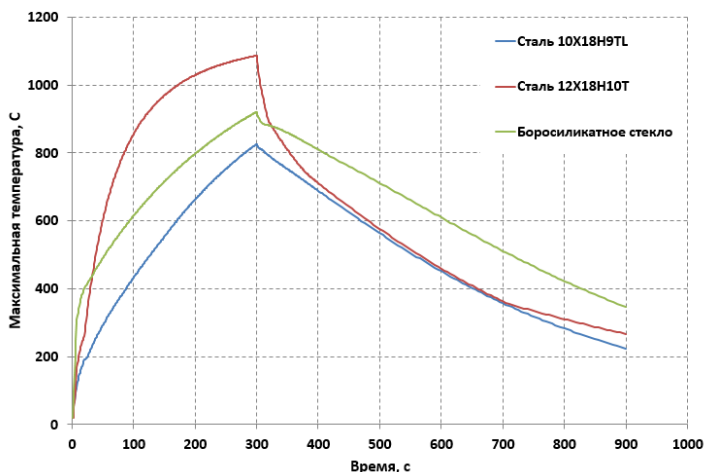


Рис. 6. Зависимость максимальных температур в материалах от времени

Достоверность численных результатов подтверждается их качественной и количественной близостью к экспериментальным данным. Поскольку все замечания к конструкции маслобака были выявлены до 5-й минуты воздействия пламени горелки, имеется возможность провести сравнение результатов эксперимента с расчетами. Так, при воздействии пламени в область мерного стекла его температура плавления в расчете превышает в момент времени  $t_{\text{расч.}} = 230$  с, что близко к моменту сквозного расплавления, зафиксированному в опыте:  $t_{\text{эксп.}} = 286$  с. При

воздействии в зону штуцера возврата масла рабочая температура уплотнений в расчетах превышает уже в момент времени  $t_{2\text{расч.}} = 120$  с и возрастает до  $T = 550$  °С, что неизбежно ведет к их разгерметизации, зафиксированной в эксперименте при  $t_{2\text{эсп}} = 282$  с. В зоне сливного крана как в расчетах, так и в опыте нарушений не выявлено.

В целом результаты численных исследований показывают, что при направленном воздействии пламени горелки на различные элементы маслобака в течение 5 мин. максимальная температура корпуса достигает  $T_{\text{max}} = 1180$  °С, а минимальная температура не превышает  $T_{\text{min}} = 120$  °С. Высокий градиент температур в корпусе вызывает пластические деформации до  $\varepsilon_{\text{max}} \sim 7,5$  %, при этом прочность корпуса сохраняется. Средняя температура масла не превышает  $T_{\text{средн}} = 105$  °С, но в пристеночных областях вблизи зон воздействия горелки температура может достигать  $T_{\text{max}} = 580$  °С, что приводит к локальному вскипанию масла. Циркуляция масла обеспечивает эффективный теплоотвод от корпуса маслобака, поэтому температуры, наблюдаемые в зонах воздействия, омываемых маслом, существенно ниже, чем у не смачиваемых зон. Наибольшую сложность для анализа представляют уплотнения, в связи с отсутствием информации о деградации свойств материала при высоких температурах нет возможности сделать однозначный вывод об утечке масла через уплотнения. Однако превышение рабочей температуры уплотнителей в 2–3 раза свидетельствует о высокой вероятности утечки через данные уплотнители.

### **Анализ и сравнение результатов экспериментального и расчетного подходов**

Приведенные независимые результаты двух подходов свидетельствуют об их качественном совпадении. Прямое количественное сравнение в данном случае невозможно, поскольку расчетная задача решалась с целью получить заключение об огнестойкости маслобака и внимание уделялось факту соответствия критерию огнестойкости, а не точному времени разгерметизации. Также для определения времени разгерметизации уплотнительных колец необходимы дополнительные данные о характеристиках материала кольца при температурах выше рабочей. Этот факт свидетельствует о том, что детальный анализ, даже при расчетном подходе, требует проведения экспериментов на образцах материала и приводит к использованию расчетно-экспериментального подхода в разработке новых конструкций. Между тем данные по началу плавления мерного стекла в расчетном подходе и данные по расплавлению мерного стекла в экспериментальном подходе хорошо коррелируют между собой.

### **Заключение**

Расчетный подход к исследованию поведения конструкций по сравнению с прямыми испытаниями обладает рядом существенных преимуществ, к которым

можно отнести относительно низкую стоимость, возможность получения большого объема данных о поведении изделия, позволяющих в сжатые сроки оптимизировать конструкцию уже на этапе проектирования. Однако для успешной реализации расчетного подхода необходимо подтверждение достоверности численных результатов путем сравнения с экспериментальными данными, получаемыми в отдельных опытах.

Выполненные исследования показывают, что на современном уровне развития технологий компьютерного моделирования численные расчеты позволяют получать весьма достоверную информацию по поведению сложного изделия в условиях интенсивных тепловых воздействий, что подтверждается близостью расчетов и экспериментальных данных по характерным температурам и временам.

## Литература

1. Нормы летной годности двигателей воздушных судов: АП-33; 3-е изд., с поправками 33-1 и 33-2: утв. Постановлением 32-й сессии Совета по авиации и использованию воздушного пространства 17.02.2012. — М.: Авиаиздат, 2012. — 86 с.
2. Барботько С. Л., Вольный О. С., Кириенко О. А., Шуркова Е. Н. Построение математической модели и расчет температур образцов при испытаниях на огнестойкость // Электронный научный журнал «Труды ВИАМ». 2017. № 7 [Электронный ресурс]. URL: [https://viam-works.ru/articles?art\\_id=1134](https://viam-works.ru/articles?art_id=1134).
3. Барботько С. Л. Пожарная опасность, методы оценки и требования к материалам для изготовления внешнего контура авиационной техники // Вестник Воронежского института ГПС МЧС России. 2014. № 4. — С. 6–15.
4. Барботько С. Л., Кириенко О. А., Вольный О. С., Луценко А. Н. Анализ пожарной опасности мотогондол авиационных двигателей и других пожароопасных зон; используемые методы огневых испытаний материалов и конструктивных элементов на соответствие требованиям авиационных норм // Проблемы безопасности полетов. 2017. № 5. — С. 3–24.
5. Grange N., Chetehouna K., Gascoin Nicolas, Senave S. Numerical Study of the Thermal Behaviour of a Thermo-Structural Aeronautical Composite under Fire Stress. 2nd European Symposium of Fire Safety Science, 2015, June 16–18. Nicosia, Cyprus, 2015, nicosie, France.
6. Wang, Zhaozhi & Jia, Fuchen & Galea, E. R. & Ewer, John. Computational Fluid Dynamics Simulation of a Post-Crash Aircraft Fire Test. Journal of Aircraft. 50, 2013. — P. 164–175. 10.2514/1.C031845.
7. Программный комплекс STAR-CCM+, ver. 12.02. 2016 [Электронный ресурс]. URL: <http://www.saec.ru/starccmplus/>.
8. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence modeling for engineering applications. AIAA Journal, 32(8), 1994. — P. 1598–1605.
9. Программный комплекс Abaqus. Версия 6.14. Dassault Systems Simulia Corp., Providence, RI, USA, 2014.
10. Качанов Л. М. Основы теории пластичности. — М.: Наука, 1969. — 420 с., илл.
11. Норри Д. Введение в метод конечных элементов / пер. с англ. / Д. Норри, Ж. де Фриз. — М.: Мир, 1981. — 304 с., илл.



*О. В. Репецкий, И. Н. Рыжиков, Нгуен Тьен Куэт*

Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск  
rin111@list.ru

## **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАССТРОЙКИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ КОЛЕС АВИАЦИОННЫХ ГТД НА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ**

**Аннотация.** В статье представлены математические модели и алгоритмы для решения задачи прогнозирования долговечности рабочих колес ротора с расстройкой параметров. На примере реального рабочего колеса исследованы различные варианты введения расстройки в конструкцию путем изменения жесткости участков пера лопатки. Исследованы собственные и вынужденные колебания рабочего колеса с разными вариантами расстройки. Представлены результаты расчета динамических напряжений при вынужденных колебаниях рабочего колеса, а также результаты расчета долговечности рабочего колеса с расстройкой в программном комплексе ANSYS, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными. Анализ результатов исследований позволил выработать рекомендации по увеличению долговечности рабочих колес с расстройкой параметров.

### **Введение**

Современное проектирование таких сложных конструкций, как роторы авиационных ГТД, невозможно без применения компьютерного моделирования. При этом актуальным является повышение точности моделирования, т. е. создание моделей, позволяющих учесть сложную геометрию и все разнообразие действующих нагрузок.

Обычно при создании трехмерной компьютерной модели и ее конечноэлементном анализе рабочее колесо рассматривается как идеальная циклически симметричная система. Однако конструкция реальных рабочих колес роторов не является абсолютно циклически симметричной. В результате несовершенства изготовления секторы рабочего колеса с лопатками имеют небольшие, в пределах допусков, отличия в геометрии, в условиях закрепления лопаток на дисках, в условиях контакта бандажных полок, в распределении температурных полей. Также возможно различие в свойствах материала (неоднородность) соседних секторов или лопаток. Эти малые отличия, так называемая расстройка параметров, могут приводить к значительным изменениям собственных частот колебаний рабочих колес («расслоение» частот парных мод) и форм колебаний (локализация). При локализации колебаний может наблюдаться локальное увеличение амплитуды одной или нескольких соседних лопаток при неподвижных остальных лопатках колеса. Рост напряжений при этом может достигать значительных величин, что отрицательно влияет на долговечность колеса. Как показывают исследования

других авторов, достаточно малое (до 5 %) изменение собственной частоты колебаний одной лопатки рабочего колеса может привести к локализации и увеличению амплитуды колебаний в сотни процентов (до 500 %) в сравнении колебаниями лопаток рабочего колеса без расстройки [1; 2]. В этой связи исследование влияния расстройки на долговечность рабочих колес является актуальной задачей.

### Определение значений расстройки параметров для лопаток рабочего колеса

В данной статье представлена математическая модель для исследования колебаний и долговечности рабочих колес с расстройкой параметров, вызванной разной жесткостью лопаток.

Уравнение движения рабочего колеса может быть записано в матричном виде [1–3]:

$$M\ddot{\delta} + C\dot{\delta} + K\delta = P(t) \quad (1)$$

Решение проблемы собственных значений циклически симметричной системы без расстройки параметров может быть получено непосредственно из уравнения свободных колебаний [3–5]:

$$M\ddot{\delta} + K\delta = P(t), \quad (2)$$

где 
$$\delta = \delta_0 \cos(\omega t - \beta). \quad (3)$$

После преобразования получим 
$$(K - \omega^2 M)\delta_0, \quad (4)$$

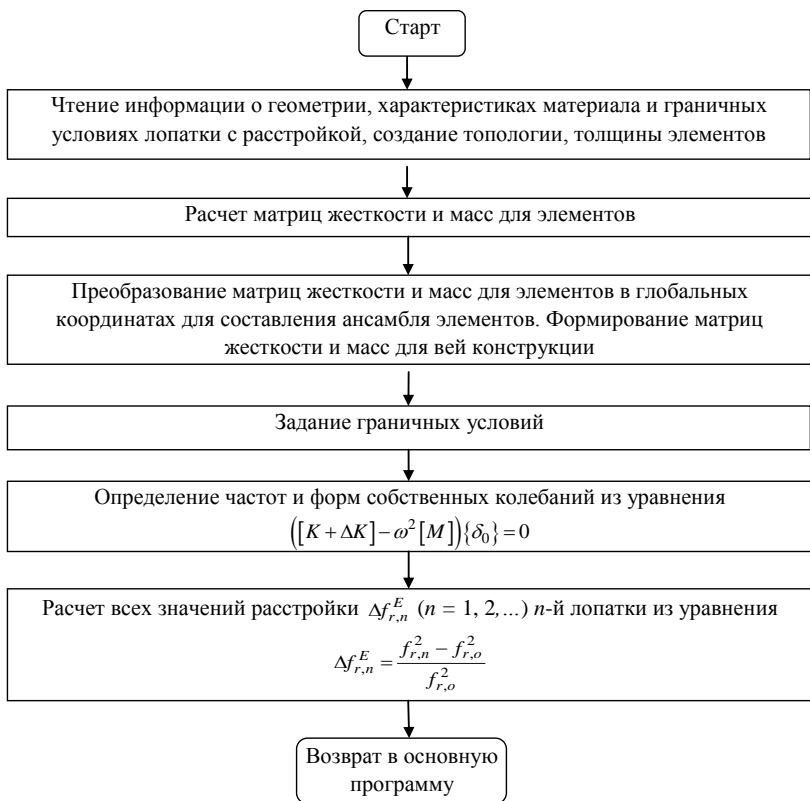
где  $M$  — матрица масс конструкции;  $C$  — матрица демпфирования;  $K$  — основная матрица жесткости конструкции;  $\ddot{\delta}$  — ускорение в узловых точках;  $\dot{\delta}$  — вектор скорости;  $\delta$  — вектор перемещений;  $\delta_0$  — амплитуда; а  $\omega$  — круговая частота системы;  $\beta$  — фаза колебаний.

Расстройка вносится в расчет путем изменения модуля Юнга материала лопаток. Значение расстройки параметров определено как [6; 7]:

$$\Delta f_{r,n}^E = \frac{f_{r,n}^2 - f_{r,o}^2}{f_{r,o}^2}, \quad (5)$$

где  $f_{r,n}$  — собственная частота  $n$ -ой лопатки,  $f_{r,o}$  — собственная частота настроенной лопатки.

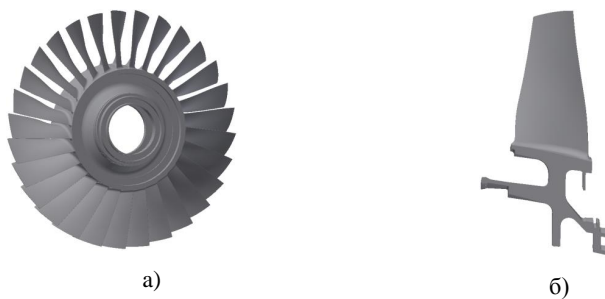
Блок-схема алгоритма определения значений расстройки параметров при изменении модуля Юнга материала лопаток показана на рисунке 1.



**Рис. 1.** Блок-схема алгоритма определения значений расстройки параметров при изменении жесткости лопаток

В качестве тестового примера рассмотрено рабочее колесо фирмы Rolls-Royce, имеющее 29 лопаток. Материал рабочего колеса — титан; модуль Юнга —  $1,201 \cdot 10^5$  МПа; плотность —  $4\,637$  кг/м<sup>3</sup>, коэффициент Пуассона — 0,26. Общий вид рабочего колеса представлен на рисунке 2.

Были подготовлены и проанализированы два варианта изменения жесткости 29 лопаток. Вариант 1 (пропорциональный): значение модуля Юнга изменялось не более, чем на 10 % для всех лопаток.



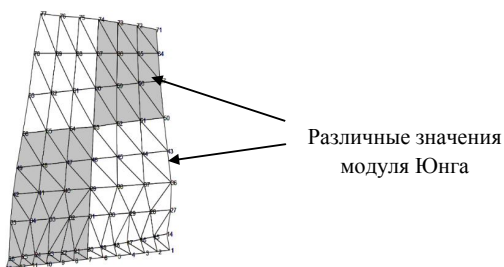
**Рис. 2.** Рабочее колесо фирмы Rolls-Royce  
(а — модель колеса; б — модель сектора)

Модуль Юнга для  $n$ -й лопатки ( $E_n$ ) определялся как:

$$E_n = E_0(1 + \Delta f_n^E), \quad (6)$$

где  $E_0$  — номинальное значение модуля Юнга;  $\Delta f_n^E$  — отклонение значения модуля Юнга  $n$ -й лопатки. Следовательно, собственные частоты лопаток изменяются пропорционально изменению модуля Юнга и формы колебаний остаются неизменными.

Вариант 2 (не пропорциональный): каждая лопатка делилась на 4 части (рис. 3). Расстройка вводилась с использованием двух разных наборов модулей Юнга для каждой лопатки (изменение не более 10 %).  $E_{n,1}$  для нижней левой и верхней правой частей лопатки, а  $E_{n,2}$  — для нижней правой и верхней левой частей лопатки.



**Рис. 3.** Моделирование расстройки изменением модуля упругости

Таблица 1

Значения модуля Юнга  $E_n$  лопаток (вариант 1)

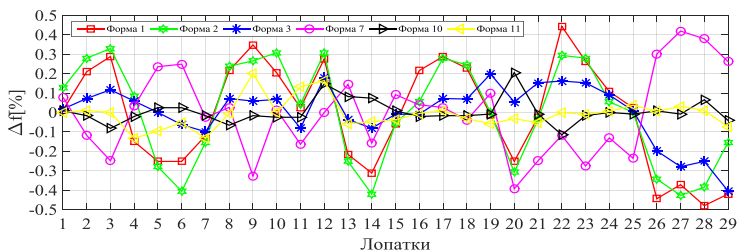
Номер лопатки	$E_n$	Номер лопатки	$E_n$	Номер лопатки	$E_n$
1	0,05704	11	-0,03631	21	0,02919
2	0,01207	12	-0,03570	22	-0,00328
3	0,04670	13	-0,03631	23	0,00086
4	-0,01502	14	-0,03631	24	-0,03654
5	0,05969	15	0,00242	25	-0,03631
6	-0,03324	16	0,04934	26	-0,01665
7	-0,00078	17	0,04479	27	0,00783
8	-0,01688	18	0,03030	28	-0,01169
9	0,00242	19	0,00242	29	-0,01332
10	-0,02747	20	0,01734		

Таблица 2

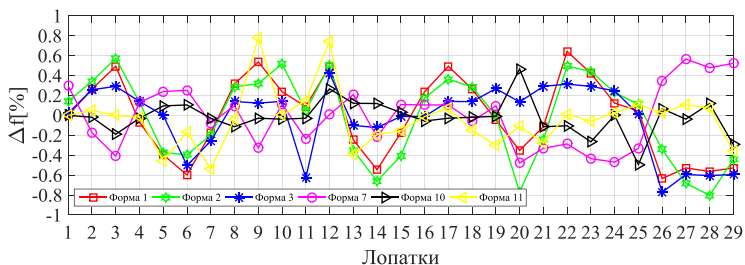
Значения модуля Юнга  $E_n$  лопаток (вариант 2)

Номер лопатки	$E_{n,1}$	$E_{n,2}$	Номер лопатки	$E_{n,1}$	$E_{n,2}$
1	0,04080	0,01030	16	0,01990	0,03120
2	-0,06110	-0,04990	17	-0,02490	-0,07530
3	0,01430	0,02780	18	0,06380	0,01350
4	-0,06230	-0,07580	19	0,03140	-0,00080
5	-0,01170	-0,03900	20	-0,01220	-0,00320
6	-0,02700	-0,03210	21	0,03390	-0,01210
7	0,05190	0,00450	22	-0,03220	-0,04590
8	-0,06720	-0,11630	23	-0,00830	0,00530
9	0,03710	0,01770	24	0,06100	0,08270
10	0,06520	0,01460	25	0,02540	0,04540
11	0,06790	0,05580	26	-0,03980	-0,08310
12	0,04000	0,05910	27	0,04700	0,04230
13	-0,00850	-0,05080	28	0,01780	0,01180
14	-0,00020	-0,04850	29	-0,05070	-0,06600
15	-0,03960	-0,02800			

Значения расстройки при изменении модуля Юнга отдельных лопаток, полученные по формуле (5), показаны на рисунках 4 и 5.



**Рис. 4.** Значения расстройки лопаток рабочего колеса, вызванной разной жесткостью (вариант 1)



**Рис. 5.** Значения расстройки лопаток рабочего колеса, вызванной разной жесткостью (вариант 2)

Как видно из рисунков, при изменении модуля упругости лопаток по варианту 2, что имитирует неоднородность материала, получены значения расстройки, большие, чем для варианта 1.

### Исследование динамических напряжений при вынужденных колебаниях и расчет долговечности

При работе турбомашины колебания лопаток возбуждаются в результате воздействия многих факторов. В данной работе возбуждение колебаний лопаток моделировалось посредством 20 сопловых лопаток. Возбуждающая нагрузка принималась одинаковой по всей длине пера лопаток. В качестве переменной нагрузки рассматривалась сила, определяемая с помощью ряда Фурье [1; 8]:

$$P(t) = L_0(1 + 0,5 \cos \varphi + 0,025 \cos 2\varphi), \quad (7)$$

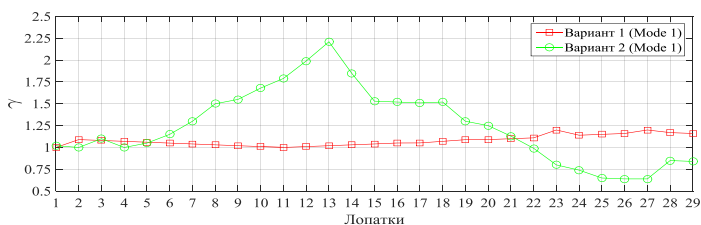
где первый член в уравнении представляет собой статическую часть.

Существенным эффектом в случае колебаний расстроенных систем является увеличение амплитуд колебаний и, следовательно, напряжений, по сравнению с идеальной системой. Для количественной оценки вводится максимальный коэффициент

увеличения амплитуды  $\gamma$ , который связывает максимальную амплитуду «расстроенной» системы с максимальной амплитудой «настроенной» системы [9; 10]:

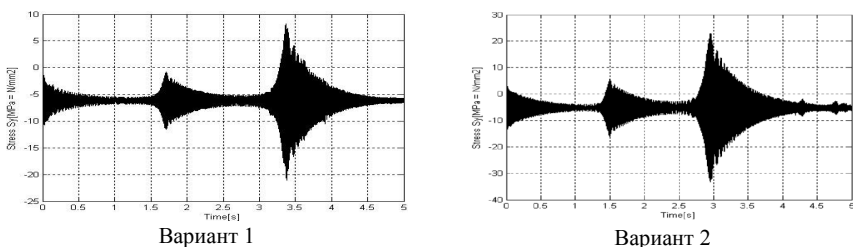
$$\gamma = \frac{A_{\text{расс. (максимум)}}}{A_{\text{настр. (максимум)}}, \quad (8)$$

Рисунок 6 показывает, что при изменении модуля упругости лопатки по варианту 1 получены почти одинаковые значения максимального коэффициента увеличения амплитуды для всех лопаток рабочего колеса. При изменении модуля упругости лопатки по варианту 2 значения максимального коэффициента увеличения амплитуды лопаток рабочего колеса сильно изменяются.



**Рис. 6.** Значения коэффициентов увеличения амплитуды колебаний лопаток для первой формы

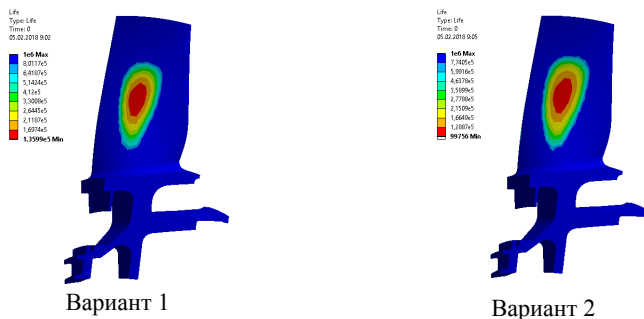
На следующем этапе исследовалось изменение напряжений в опасной точке лопатки во времени. Максимальные значения динамического отклика, а именно изгибные напряжения, были рассчитаны в центре тяжести элемента при демпфировании «расстроенной» системы. Графики изменения динамических напряжений в опасной точке лопатки во времени в течение 5 сек. показаны на рисунке 7.



**Рис. 7.** Динамические напряжения в опасной точке лопатки

Следующим этапом исследования было влияние на долговечность колеса расстройки, вносимой разными вариантами изменения жесткости лопаток. Результаты расчета долговечности рабочего колеса при изменении модуля Юнга показаны на рисунке 8 и в таблице 3. Из результатов видно, что наибольшей долговечностью обладает колесо, у которого модуль Юнга изменяется пропорцио-

нально для всей конструкции всех лопаток (вариант 1). Непропорциональное изменение модуля Юнга (вариант 2) ведет к снижению долговечности на 28 %. Данное обстоятельство должно учитываться при проектировании, производстве и эксплуатации турбомашин.



**Рис. 8.** Результаты расчета долговечности рабочего колеса при изменении модуля Юнга

Т а б л и ц а 3

**Результаты расчета долговечности при изменении модуля Юнга**

Форма колебаний	Вариант 1		Вариант 2	
	Собственные частоты (Гц)			
	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.
1 (1F)	406,5682	403,8574	398,3822	397,8125
2 (2F)	1332,5852	1255,0780	1271,9632	1261,0000
3 (1T)	1796,3625	1766,0640	1783,4521	1766,3125
Долговечность	1,3599 E5 ч.		0,99756E5 ч.	

### Выводы

Представленные в статье математические модели рабочих колес с расстройкой параметров, вызванной разной жесткостью, были реализованы при исследовании долговечности реального рабочего колеса фирмы Rolls-Royce. Результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными. Разработанные по результатам исследований рекомендации для повышения долговечности рабочих колес могут быть полезны при их проектировании, изготовлении и эксплуатации.



## Литература

1. *Repetskii O., Ryzhikov I., Nguyen T. Q.* Dynamics analysis in the design of turbomachinery using sensitivity coefficients // *Journal of Physics: Conference Series.* — 2018, 944(1), 012096.
2. *Repetskii O., Ryzhikov I., Nguyen T. Q.* Investigation of mistuning impact on vibration of rotor bladed disks // *Journal of Physics: Conference Series.* — 2018, 944(1), 012097.
3. *Repetskii O., Tien Quyet Nguyen, Ryzhikov I.* Investigation of vibration and fatigue life of mistuned bladed disks // *Proceedings of the international conference “Actual issues of mechanical engineering 2017” (AIME 2017), Tomsk Polytechn. Univ., Tomsk, RUSSIA AER-Advances in Engineering Research.* — 2017, V. 133. — P. 702–707.
4. *Repetskiy O., Ryzhikov I., Schmidt R.* Investigation of impact of various types of mistuning on bladed disks vibration and fatigue life // *8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, 2010, Seoul.*
5. *Еловенко Д. А., Репецкий О. В.* Анализ напряженного состояния полуплоскости, нагруженной постоянным давлением на ограниченных промежуточных участках с заданным периодом, методом конечных элементов на базе программного комплекса MSC.MARC // *Известия Байкальского государственного университета.* 2011. № 5. — С. 171–175.
6. *Рыжиков И. Н., Репецкий О. В., Нгуен Т. К.* Динамика элементов роторов турбомашин на переходных режимах работы с учетом нелинейных эффектов // *Вестник Иркутского государственного технического университета.* 2016. Т. 20, № 11 (118). — С. 61–68.
7. *Рыжиков И. Н., Репецкий О. В., Нгуен Т. К.* Один из подходов к оценке долговечности рабочих колес турбомашин // *Вестник Иркутского государственного технического университета.* — 2015. № 5 (100). — С. 22–28.
8. *Репецкий О. В.* Разработка математических моделей для оценки накопления повреждений и предсказания ресурса лопаточных венцов турбомашин // *Известия высших учебных заведений.* — М.: Машиностроение, 1995. — С. 45.
9. *Репецкий О. В., Рыжиков И. Н.* Анализ тепловых полей и термонапряженного состояния деталей турбин // *Вестник стипендиатов ДААД.* 2001. № 1. — С. 89.
10. *Репецкий О. В., Рыжиков И. Н., Нгуен Т. К.* Прогнозирование уровней напряжений в лопатках рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров // *Вестник ИрГСХА.* 2017. № 78. — С. 142–151.

*Д. А. Иванов, В. С. Зюкин, А. А. Колосков*

Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации  
ivanov.denis.71@mail.ru, z056vs@mail.ru, koloskov16@gmail.com

## **ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ДОЗВУКОВЫХ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ**

**Аннотация.** Представлены результаты исследования изменения механических свойств металлических и полимерных конструкционных элементов авиационной техники при воздействии нестационарных воздушных потоков. Найдены зависимости механических свойств элементов конструкции авиационной техники от времени воздействия нестационарного воздушного потока и скорости воздействующего на изделие пульсирующего воздушного потока. Описаны разработанные авторами технологии повышения механических свойств деталей авиационной техники с использованием воздействия пульсирующих дозвуковых воздушных потоков, найдена оптимальная продолжительность обработки. Методы повышения механических свойств, обеспечивающих надежность элементов конструкции воздушных судов с использованием нестационарных воздушных потоков применимы не только при их изготовлении, но и в процессе эксплуатации, технического обслуживания и восстановительного ремонта. Вместе с тем установлено, что продолжительное воздействие нестационарных воздушных потоков, которое имеет место при эксплуатации воздушного судна, способствует снижению механических свойств, призванных обеспечивать надежность элементов конструкции авиационной техники.

Одной из важнейших проблем экономики страны является повышение эффективности эксплуатации воздушного транспорта, путем решения которой является совершенствование методологии организации системы подготовки и ремонта авиационной техники, для чего необходимо проведение научных исследований в области разработки новых методов, технологий и средств обеспечения летной годности, безопасности полетов и конкурентоспособности воздушных судов.

Оптимальная система подготовки и ремонта авиационной техники — система, обеспечивающая максимальный экономический эффект при достаточном уровне надежности и качества в рамках имеющихся ресурсных ограничений. Развитие системы заключается в управляемом и эффективном росте как количественных, так и качественных показателей, приближающем ее к оптимальному состоянию.

Истоки неисправностей элементов конструкции воздушных судов и аэродромной техники, снижающие эффективность эксплуатации воздушного транспорта, заключаются в недостаточной надежности элементов конструкции, связан-

ной с несовершенством используемых методов повышения их конструктивной прочности, механических и эксплуатационных свойств.

Повышение эффективности и безопасности авиаперевозок может быть реализовано посредством использования новейших технологий, направленных на управление готовностью технических средств, а также разработки мер по оптимизации сроков профилактических проверок и ремонтов за счет учета фактора влияния внешней среды на элементы конструкции воздушных судов и аэродромной техники, оборудования и механизмов при прогнозировании технического состояния.

Использование на практике той или иной методологии оправдано лишь в том случае, когда доказана ее эффективность, выявлены достоинства и недостатки, очерчены рамки, в которых она действует, установлены причины, порождающие тот или иной результат. Все это требует проведения широкомасштабных экспериментальных и теоретических исследований, анализа полученных результатов и выдачи соответствующих рекомендаций.

В ходе проведенного исследования изменения механических свойств металлических и полимерных конструкционных элементов авиационной техники при воздействии нестационарных воздушных потоков воздействие нестационарными воздушными потоками на поверхность изделий осуществлялось с использованием газоструйных генераторов колебаний параметров потока на основе свистков Гальтона, Гавро и основывающееся на перекрывании потока газа.

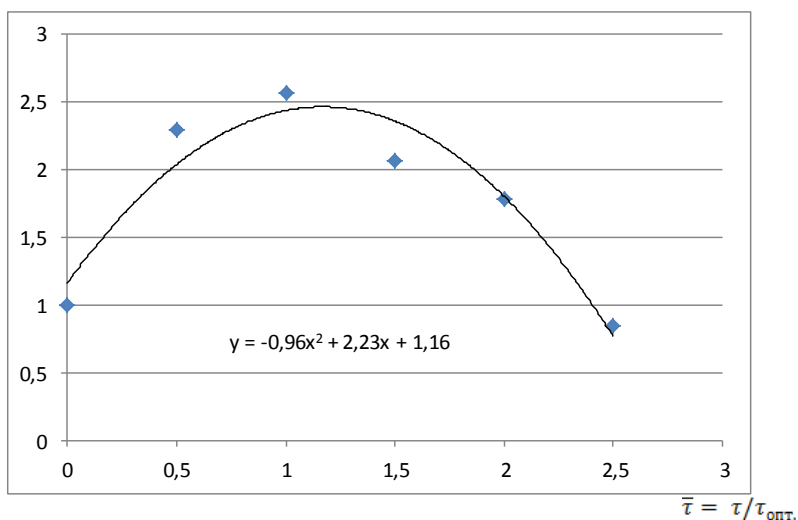
Исследования проводились на образцах и изделиях из металлических, полимерных и композиционных материалов более 60 марок, используемых при изготовлении элементов конструкции воздушных судов и аэродромной техники [1–10].

В зависимости от размеров изделий и особенностей используемых газоструйных генераторов обрабатываемые изделия размещались либо в рабочей камере, либо снаружи генерирующего пульсирующие дозвуковые воздушные потоки устройства и подвергалось воздействию газовых импульсов, обладающих частотой от нескольких сотен до нескольких тысяч герц (в зависимости от частоты собственных колебаний обрабатываемого изделия) продолжительностью от нескольких минут до часа и более. Звуковое давление при этом варьировалось от 40 до 140 дБ.

Для стальных изделий обработка пульсирующими дозвуковыми воздушными потоками (газоимпульсная обработка) осуществлялась как после окончательной термической обработки, такой как нормализация, закалка с последующим низким, средним или высоким отпускком, так и в сочетании с процессами термообработки при их осуществлении. Также газоимпульсная обработка применялась к деформационно-упрочненным стальным изделиям, нашедшим широкое применение в аэродромной технике. Подобным же образом обрабатывались изделия и образцы из термически-упрочняемых и неупрочняемых титановых, алюминиевых, магниевых сплавов, а также сплавов на основе меди и цинка.

Техническим результатом стало существенное повышение показателей пластичности и ударной вязкости, в том числе при низких температурах, в сравнении со стандартно обработанными изделиями, с сохранением или получением более высокой прочностных свойств. На рисунке 1 представлена зависимость ударной вязкости конструкционных металлических материалов от времени обработки нестационарными дозвуковыми воздушными потоками. Здесь КС — значение ударной вязкости обдутьего образца,  $\tau$  — продолжительность обдува, мин.,  $КС_0$  — значение ударной вязкости необдутьего образца,  $\tau_{\text{опт.}}$  — оптимальная продолжительность обдува, при котором значение ударной вязкости максимально.

$$\bar{КС} = КС/КС_0$$



**Рис.1.** Зависимость относительной ударной вязкости от относительного времени обдува

При определении оптимального времени обдува можно использовать формулу  $\tau_{\text{опт.}} = K_{\tau_{\text{опт.}}} \cdot 20$ , где 20 — характерное время обдува, мин.,  $K_{\tau_{\text{опт.}}}$  — значение поправочного коэффициента для различных сочетаний скорости обдува  $V$  и частоты колебаний натекающего потока (табл. 1), где  $M = V/a$ ,  $\bar{f} = f/f_0$ ,  $a$  — скорость звука в потоке.

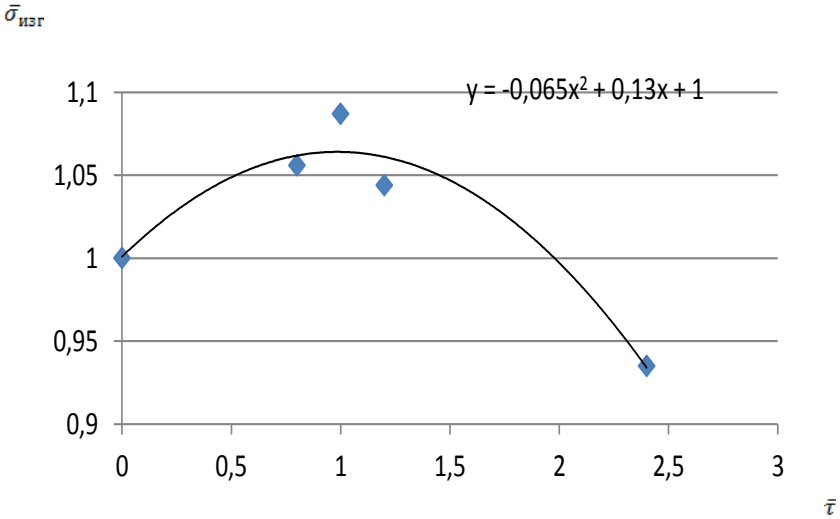
**Значения поправочного коэффициента  $K_{\tau_{\text{опт}}}$   
при определении оптимального времени обдува**

$\bar{f}$ \ M	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0,05	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
0,1	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8
0,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,87	0,6
0,3	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
0,4	0,9	0,8	0,7	0,6	0,6	0,5
0,5	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5

В ходе исследований существенное внимание было уделено возможности повышения механических свойств крепежа, применяемого в авиационной и аэродромной технике, как существенного элемента, влияющего на безопасность. На графике рисунка 2 представлена зависимость изгибной прочности стального болта М6 от продолжительности обработки дозвуковым пульсирующим воздушным потоком с частотой пульсаций 500 Гц и звуковым давлением 40 дБ. Болты располагали вдоль потока, обдув осуществлялся со стороны головки. Наибольший рост изгибной прочности составил 8,7 % и не сопровождался снижением пластичности и ударной вязкости. После 25 минут обдува наблюдается снижение положительного эффекта, а после 50 минут обдува прочность становится ниже, чем у необработанного. Это означает, что при длительном воздействии натекающих на головки болтов воздушных потоков в процессе эксплуатации воздушного судна их прочностные свойства могут снижаться. То же относится и к другим элементам конструкции воздушных судов, испытывающих воздействие натекающих воздушных потоков.

В ходе оценки возможности сокращения продолжительности газоимпульсной обработки за счет увеличения скорости газового потока установлено, что для элементов конструкции воздушных судов и аэродромной техники, изготовленных из конструкционных среднеуглеродистых сталей, типа 40, 40Х, 40ХС и др. при частоте пульсаций до 1000 Гц установлено следующее.

При скорости потока  $V$  менее 20 м/с продолжительность обдува, обеспечивающая максимальный положительный эффект, составляет более 30 минут. При скорости потока 200 м/с продолжительность обдува, обеспечивающая максимальный положительный эффект, достигает минимального значения, составляющего 10 минут, и дальнейшее увеличение скорости потока в дозвуковой области не приводит к ее снижению, при том что высоким скоростям потока соответствуют наибольший уровень шума.



**Рис. 2.** График зависимости относительной изгибной прочности

$$\bar{\sigma}_{изг} = \sigma_{изг} / \sigma_0 \text{ от относительного времени обдува } \bar{\tau} = \tau / \tau_{опт}$$

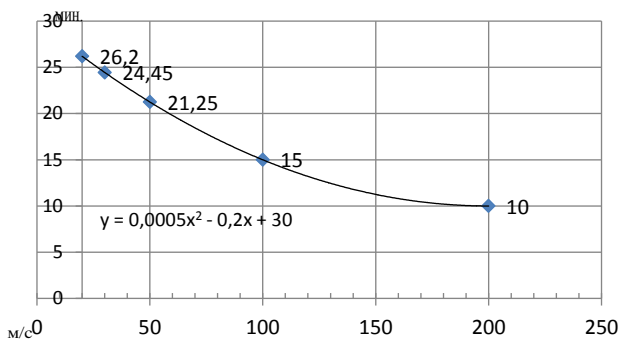
При частоте пульсаций воздушного потока менее 1000 Гц оптимальная продолжительность обработки при скорости пульсирующего воздушного потока  $V$  может быть определена при помощи следующей эмпирической зависимости:

$$\tau_{опт} = 0,005V^2 - 0,2V + 30.$$

Зависимость оптимальной продолжительности обработки от скорости воздействующего на изделие пульсирующего воздушного потока представлена на графике рисунка 3.

$$V_{200} / V_{20} = 10 \text{ и } \tau_{20} / \tau_{200} = 2,62.$$

Таким образом, при увеличении скорости пульсирующего воздушного потока в 10 раз, продолжительность обдува, обеспечивающая максимальный положительный эффект возрастает лишь в 2,6 раза при практически тех же достигаемых значениях показателей механических свойств.



**Рис. 3.** Зависимость оптимальной продолжительности обработки от скорости воздействующего на изделие пульсирующего воздушного потока

Полученную эмпирическую зависимость оптимальной продолжительности обработки от скорости воздействующего на изделие пульсирующего воздушного потока можно использовать для элементов конструкции воздушных судов и аэродромной техники из сплавов на основе цветных металлов, таких как алюминий, магний, титан, никель, бериллий, медь, цинк и др., при использовании соответствующего поправочного коэффициента, учитывающего отношение скорости звука в сплавах на основе данного металла от скорости звука в стали.

Продолжительность обдува, обеспечивающая максимальный положительный эффект в случае сплава на основе цветного металла, будет равна:

$$\tau_M = k_M \cdot \tau_c,$$

где  $\tau_c = \tau_{\text{опт}}$  для стали =  $0,005V^2 - 0,2V + 30$ ,

а  $k_M = a_c/a_M$  — отношение скорости звука в стали  $a_c$  к скорости звука в сплаве на основе данного металла  $a_M$ .

Значения поправочных коэффициентов  $k_M$  представлены в таблице 2.

Разработана технология газоимпульсной обработки с дополнительным воздействием колеблющимися в газовом потоке пустотелыми стальными шариками, позволяющая получить более значительный положительный эффект при той же продолжительности обработки.

Установлено, что наибольший рост пластичности и вязкости наблюдается в направлении обдува при газоимпульсной обработке.

Разработана технология, позволяющая обеспечить требуемую изотропию свойств изделия за счет последовательного обдува в нескольких направлениях.

**Значения поправочных коэффициентов для определения оптимальной продолжительности обработки элементов конструкции воздушных судов и аэродромной техники из сплавов на основе цветных металлов**

Основа сплава	Al	Be	Mg	Cu	Ni	Zn	Ti
$k_m$	0,99	0,39	1,1	1,41	1,02	1,36	1,22

Разработана технология восстановления прочностных свойств металлических элементов конструкции воздушных судов, снизившихся в результате действия натекающих на них в процессе эксплуатации воздушных потоков, основывающаяся на том, что металлический элемент конструкции воздушного судна подвергают воздействию пульсирующего дозвукового воздушного потока в направлении, противоположном направлению воздействия натекающего воздушного потока в процессе эксплуатации. Обоснованием данного эффекта является положение дислокационной теории, в соответствии с которой заблокированным перед препятствиями дислокациям легче двигаться в направлении, противоположном к их движению при исходном воздействии.

Полимерные материалы в большей степени поглощают энергию механических колебаний по сравнению с металлическими. Поэтому оптимальная продолжительность газоимпульсной обработки меньше. Внешнее воздействие может оказывать влияние на структуру полимеров, так, для полимера с линейной макромолекулярной структурой в условиях действия внешнего напряжения происходит перемещение макромолекул относительно друг друга. Прочность торцового контакта макромолекул более чем на порядок превышает прочность бокового контакта, и макромолекулы могут ориентироваться параллельно направлению приложения нагрузки. При этом механические свойства полимера в направлении ориентации увеличиваются до 5 раз, а в перпендикулярном направлении уменьшаются до 2 раз по сравнению с исходным значением. Анизотропия прочности объясняется изменением соотношения торцового и бокового контактов макромолекул полимера. Кроме того, влияние на свойства полимеров могут оказывать процессы старения, интенсифицирующиеся под действием механических напряжений.

Установлено положительное влияние обработки нестационарными воздушными потоками малой продолжительности на статическую и динамическую прочность изделий из термопластов, таких как полиметилметакрилат, акрилонитрилбутадиенстирол (АБС), стиролакрилонитрил (САН) и других, значения показателей которой возрастают более чем на 10 %.

Продолжительное воздействие нестационарных воздушных потоков приводит к охрупчиванию некоторых термопластов, в частности полиметилметакрилатов.



В термореактивных смолах, являющихся матрицей полимерных композиционных материалов, нашедших широкое применение в авиационной промышленности, под действием механических колебаний могут протекать процессы усталости, образования воздушных пузырьков, доотверждения и модификации физико-механических свойств.

Изделия из полимерных композиционных материалов обрабатывали без нагрева пульсирующим дозвуковым газовым потоком, обладающим частотой колебаний от 500 до 1 130 Гц и переменным звуковым давлением от 40 до 130 дБ от 2,5 до 10 минут. Техническим результатом стало повышение статической и динамической прочности.

Так, в частности, после обдува образцов из углепластика КМУ-4Л в течение 10 минут пульсирующим дозвуковым воздушным потоком наблюдается рост ударной вязкости 9,7 % и рост предела прочности на 34 %.

При снижении продолжительности обдува до 2,5 минут происходит рост ударной вязкости на 26,2 % без снижения прочностных свойств (табл. 3). Вместе с тем увеличение продолжительности обдува приводит к снижению статической и динамической прочности.

Т а б л и ц а 3

**Воздействие пульсирующего газового потока на свойства полимерных композиционных материалов**

Материал	Положение относительно газового потока	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %	КС кДж/м <sup>2</sup>
Текстолит	Поперек	129	1	36,7
	Вдоль	То же	То же	То же
	Без обдува	95	1	33,6
Гегинакс	Поперек	35	0	15
	Без обдува	80	0	15
Стеклотекстолит	Поперек	480	0	175
	Без обдува	360	0	170
Углепластик КМУ-4Л	Поперек	214	—	85
	Без обдува	160	—	81

Полученные данные свидетельствуют о положительном влиянии обработки пульсирующим газовым потоком на статическую и динамическую прочность изделий из полимерных материалов при условии ее продолжительности, не превышающей определенное время, зависящее от размера обрабатываемого изделия и амплитудно-частотных характеристик газового потока (отношение частоты колебаний газового потока к частоте собственных колебаний изделия) и составляющей не более 10 минут.

Методы повышения механических свойств, обеспечивающих надежность элементов конструкции воздушных судов с использованием газоимпульсной об-

работки, применимы не только при их изготовлении, но и в процессе эксплуатации, технического обслуживания и восстановительного ремонта. Вместе с тем установлено, что продолжительное воздействие нестационарных воздушных потоков, которое имеет место при эксплуатации воздушного судна, способствует снижению механических свойств, призванных обеспечивать надежность элементов конструкции авиационной техники.

Результаты проведенных исследований показали, что для существенного, в том числе негативного, изменения структуры и свойств материалов элементов конструкции авиационной техники при натекании на них нестационарных воздушных потоков в процессе эксплуатации не требуется значительной скорости потока или звукового давления.

Экспериментально установлено, что дискретное воздействие нестационарного воздушного потока на элемент конструкции воздушного судна той же суммарной продолжительности, что и непрерывное, обеспечивает аналогичный технический результат, т. е. эффект от воздействия нестационарных воздушных потоков накапливается структурой материала.

## Литература

1. *Иванов Д. А.* Повышение конструктивной прочности материалов за счет воздействия пульсирующих дозвуковых низкочастотных газовых потоков: монография. — СПб.: изд-во СПбГУСЭ, 2008. — 123 с.
2. *Бульчев А. В., Иванов Д. А.* Воздействие газоимпульсной обработки на структуру, свойства и напряженное состояние металлических изделий // *Технология металлов.* — 2013. № 11. — С. 30–33.
3. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Использование пульсирующего дозвукового газового потока для повышения эксплуатационных свойств металлических изделий // *Технология металлов.* — 2015. № 1. — С. 34–38.
4. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Повышение коррозионной стойкости конструкционных сталей газоимпульсной обработкой // *Технология металлов.* — 2015. № 10. — С. 27–31.
5. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Газоимпульсная обработка закаленных сталей // *Технология металлов.* — 2017. № 6. — С. 17–22.
6. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // *Двигателестроение.* — 2012. № 3. — С. 12–15.
7. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей // *Двигателестроение.* — 2014. № 3. — С. 34–36.
8. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Сочетание закалки сталей с обработкой пульсирующими газовыми потоками // *Двигателестроение.* — 2015. № 4. — С. 34–36.
9. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Влияние условий газоимпульсной обработки на механические свойства сталей // *Двигателестроение.* — 2016. № 4. — С. 30–34.
10. *Иванов Д. А.* Воздействие нестационарных газовых потоков на структуру и свойства материалов, используемых в авиационной промышленности: монография. — СПб.: СПбГУГА, 2017. — 328 с.

*А.Н. Мурзин, М.А. Никифоров, А.А. Кузнецов*

ПАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара  
murzin.artem@yandex.ru

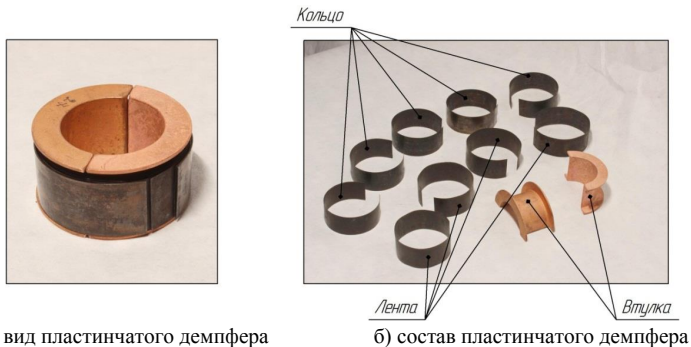
## **ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПРИМЕНЕНИЯ МР-ДЕМПФЕРОВ ИЗ КОМБИНИРОВАННОЙ ЗАГОТОВКИ В ТРУБОПРОВОДАХ ГТД**

**Аннотация.** В работе показана конструкция термостойкого пластинчатого демпфера, применяемая в обвязке газотурбинных двигателей, отмечены их недостатки. Рассмотрен альтернативный упругодемпфирующий элемент из материала МР с характеристиками жёсткости, близкими к пластинчатому демпферу. Проанализированы результаты практического применения демпферов из материала МР в составе газотурбинных двигателей, выделены их преимущества и недостатки.

На трубопроводы авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ) воздействует широкий спектр статических и динамических нагрузок: внутреннее давление, температурные расширения, монтажные напряжения, нагрузки от колеблющихся корпусов и агрегатов, пульсации внутреннего давления, аэродинамические силы и т.д. Поэтому, для обеспечения безотказной работы трубопроводов, совершенствование конструкции опорных демпфирующих элементов является ключевой задачей.

Для условий работы по температурам до 180–200 °С в качестве демпфирующих элементов опор трубопроводов АД и ЭУ хорошо зарекомендовали себя демпферы из резиновых материалов. Они имеют высокие ресурсные показатели, и дефекты по ним практически не встречаются. Для трубопроводных магистралей, работающих при температурах свыше 180–200 °С, возникает необходимость применять термостойкие демпфирующие элементы. Наиболее распространёнными термостойкими демпфирующими элементами, применяемыми в обвязке газотурбинных двигателей (ГТД) фирмы «НК», являются пластинчатые демпферы и демпферы из материала МР.

Конструктивно пластинчатые демпферы (см. рис. 1) состоят из наружного корпуса, в который устанавливается демпфирующий пакет из набора чередующихся колец и профилированных лент (шестигранной формы). От выпадения из корпуса демпфирующий пакет фиксируется втулками.



**Рис. 1.** Типовая конструкция пластинчатого демпфера

Опыт эксплуатации пластинчатых термостойких демпферов в опорах трубопроводов ГТД показал ряд недостатков:

- значительные износы поверхности трубопроводов в местах установки опор (как следствие установки демпфера с повышенным перекосом) при длительной эксплуатации (см. рис. 2);
- большое количество (2 втулки, 5 колец, 4 ленты) входящих в демпфер деталей;
- высокая трудоёмкость изготовления демпфера;
- затруднён контроль качества (например, заданной твердости после термообработки, пружинных свойств) изготовления колец и лент;
- сложность монтажа (демонтажа) демпфера на трубопровод.
- Выпадение лент и колец при значительном перекосе (нештатном) оси трубопровода и оси демпфера (см. рис. 2).



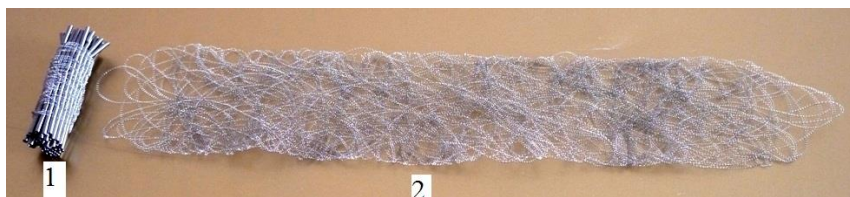
**Рис. 2.** Выработка материала на поверхности трубопровода и выступание ленты пластинчатого демпфера

Для устранения этих недостатков опытной научно-исследовательской лабораторией №1 Самарского университета был разработан упругодемпфирующий элемент (см. рис. 3) из материала МР (проволока ЭИ-708А-ВИ) с типоразмерами, обеспечивающими его взаимозаменяемость с пластинчатым демпфером при установке в одинаковый корпус опоры.



**Рис. 3.** Упругодемпфирующий элемент из материала МР

Материал МР обладает широким спектром регулирования упругих и демпфирующих свойств [1]. Варьируя плотностью материала МР в заготовке, диаметром спирали и диаметром проволоки можно менять жесткость опоры и её демпфирующие свойства в широком диапазоне. В разработанной конструкции была использована заготовка в виде комбинации невытянутых и вытянутых проволочных спиралей (рис. 4). Благодаря этому удалось реализовать жесткость упругодемпфирующего элемента такую же, как у пластинчатого демпфера.



**Рис. 4.** Комбинированная заготовка МР-демпфера из невытянутых (1) и вытянутых (2) проволочных спиралей

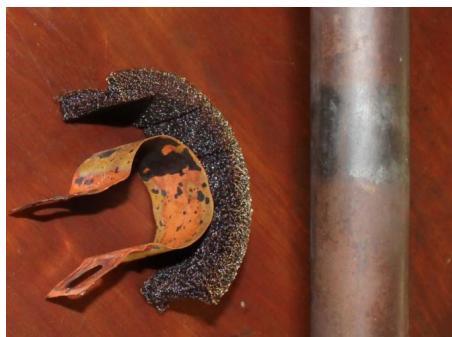
Для оценки работоспособности демпфера из материала МР была проведена их установка в обвязку внутреннего контура газотурбинных установок НК-37 № РЭ-201 и №РЭ-202 мощностью 25 МВт в штатные колодки (рис. 5). В настоящий момент данные двигатели находятся в эксплуатации.



**Рис 5.** Экспериментальная установка демпфирующего элемента из материала МР в опору воздухопровода двигателя НК-37

Внешнее состояние воздухопроводов и опор с экспериментальными образцами МР-демпферов после первого этапа ресурсных испытаний (наработка в составе двигателя около 3000 часов) изображено на рисунке 6.

Осмотр состояния поверхности воздухопроводов выявил незначительные следы контакта в местах установки опор, которые устраняются полировкой. На медных прокладках, демпферах из материала МР и корпусах опор отмечено появление цветов побежалости, что не влияет на их работоспособность.



**Рис. 6.** Внешнее состояние воздухопроводов и демпферов после наработки в составе двигателя

Осмотр состояния поверхности воздухопроводов выявил незначительные следы контакта в местах установки опор, которые устраняются полировкой. На медных прокладках, демпферах из материала МР и корпусах опор отмечено появление цветов побежалости, что не влияет на их работоспособность.

Анализируя промежуточные результаты эксплуатации опытных образцов термостойких демпферов их материала МР в составе ГТД можно выделить следующие преимущества (по сравнению с пластинчатыми):

- 1) номенклатура входящих деталей уменьшилась более чем 5 раз;
- 2) после наработки 3000 часов выработок материала на поверхности трубопроводов не обнаружено;
- 3) номинал величины монтажных неточностей (перекосы, несоосности), которую может скомпенсировать демпфер из материала МР, увеличился в 2 раза;
- 4) снизилась трудоёмкость демонтажа демпфирующего элемента с трубопровода.

Из существенных недостатков опоры с МР-демпфером по сравнению с пластинчатыми стоит выделить сложность монтажа, особенно, в труднодоступных местах или в случае сборки составного элемента крепления (несколько трубопроводов подкрепляются в одном элементе) и прогнозируемое снижение ресурса, связанное с остаточным обжатием после нескольких установок.

Экспериментальное применение опытных образцов термостойких демпферов из материала МР (разработки Самарского университета) в составе ГТД подтвердило их работоспособность и эффективность, а также показало необходимость в дальнейшем исследовании данной темы.

### **Литература**

1. Лазуткин Г.В. Динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием и разработка виброизоляторов из проволочного материала МР. Самара: СамГУПС, 2010. 291 с.

*М. А. Артамонов<sup>1</sup>, Д. В. Немцев<sup>2</sup>, В. Э. Меденцов, В. С. Соловьев<sup>3</sup>*

<sup>1,2</sup>филиал ПАО «ОДК-УМПО», опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки,

<sup>3</sup>филиал ПАО «ОДК-УМПО», Лыткаринский машиностроительный завод

<sup>1</sup>maxartamonov@gmail.com, <sup>2</sup>dmitrij\_n@inbox.ru, <sup>3</sup>medentsovve@gmail.com

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НА УСТАЛОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРАНУЛИРУЕМОГО НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА ЭП741НП**

**Аннотация.** При помощи растровой электронной микроскопии и численных расчетов с применением программного продукта Ansys исследована динамика роста усталостных трещин в образцах, изготовленных из гранулированного никелевого сплава ЭП741НП при разных температурах. Данный сплав используется для изготовления дисков газотурбинных двигателей. Полученная информация о росте усталостной трещины позволит спрогнозировать живучесть деталей, изготовленных из данного материала.

### **Введение**

Для изготовления дисков турбины современных газотурбинных двигателей (ГТД) и энергетических установок (ГТУ) часто используют гранулируемые жаропрочные никелевые сплавы [1]. Максимальные рабочие температуры деталей, изготовленных из данных материалов, достигают 650 °С и выше. В случае возникновения в детали трещины, то с учетом условий ее работы (уровень напряжения, режим нагружения, температура) разрушение происходило бы по механизму малоциклового усталости (МЦУ). Поэтому особенно важно знать усталостные характеристики материала и какие факторы могут оказать влияние на развитие разрушения в материале. Знание данной информации позволит, в свою очередь, определить живучесть (количество циклов развития трещины в детали до его долома) и назначить такую важную характеристику, обеспечивающую экономическую и безопасную эксплуатацию изделия, как межремонтный ресурс.

По заказу ОКБ им. А. Люльки на Лыткаринском машиностроительном заводе (ЛМЗ) были изготовлены цилиндрические образцы из сплава ЭП741НП и проведены испытания на МЦУ. Испытание образцов проводилось с использованием испытательной машины серии 8862 фирмы Instron, в широком диапазоне температуры, от 20 °С до 750 °С. После проведения испытаний на МЦУ был проведен фрактографический анализ изломов разрушенных образцов. Фрактографическое исследование разрушенных при испытаниях на МЦУ образцов проводилось с использованием растрового электронного микроскопа JSM-IT300LV фирмы JEOL. Целью данного исследования было определение динамики развития усталостного



разрушения в образцах, что позволило выявить реализованную живучесть образца. Знание живучести и долговечности позволило, в свою очередь, определить период зарождения усталостной трещины в материале.

Динамика развития усталостной трещины характеризуется параметрами Периса  $C$  и  $m$ , относящимися к зависимости между скоростью роста усталостной трещины  $da/dN$  и размаха коэффициента интенсивности напряжения (КИН)  $\Delta K$  для второй, устойчивой стадии развития усталостной трещины [2; 3]:

$$da/dN = C \cdot \Delta K^m.$$

Также на живучесть образца влияют такие параметры, как критический коэффициент интенсивности напряжения (циклическая вязкость разрушения)  $K_{fc}$  и пороговый коэффициент интенсивности напряжения  $K_{th}$ . Данные параметры зависят от температуры, при которой происходило усталостное разрушение материала.

Стандартная методика определения параметров, определяющих усталостные характеристики материала, включает испытания на многоцикловую усталость (МнЦУ) плоских образцов на внецентренное растяжение (ВР) [4]. Однако остается под вопросом эквивалентность соответствия динамики роста усталостного разрушения при испытаниях на МнЦУ и МЦУ. При испытании на МЦУ, уже в первом цикле нагружения, под воздействием пластической деформации происходит изменение материала (упрочнение или разупрочнение материала).

### **Исследуемый материал и тип образцов**

Материал образцов — никелевый гранулируемый сплав ЭП741НП. Размер гранул сплава, из которого были изготовлены образцы, не превышает 140 мкм. Образцы были вырезаны из диска ТВД. Микроструктура сплава после термической обработки представляет собой твердый раствор  $\gamma$ -Ni со средним размером зерна ~40 мкм, по границам зерен присутствуют крупные частицы упрочняющей интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы размером до 3 мкм. В объеме зерен размер кубоидных частиц  $\gamma'$ -фазы составляет около 0,4 мкм. Первичные карбиды типа MeC расположены внутри зерен, по границам присутствуют вторичные карбиды типа Me<sub>2</sub>ЗС6. Объемная доля  $\gamma'$ -фазы составляет ~55 %.

Заготовки под образцы вырезаны из ступицы ТВД в осевом направлении.

Для испытания применялись цилиндрические образцы. Диаметр и длина рабочей части равны соответственно 4,37 и 13 мм.

Поверхность образцов была отшлифована с последующей полировкой в осевом направлении для исключения образования поперечных рисок вдоль окружности образца. Подобная схема полирования позволила исключить зарождение усталостных трещин от рисок, оставшихся после механической обработки.

## Методика проведения исследования

До начала испытаний измерялся модуль Юнга при комнатной температуре и температуре испытания  $T = 350, 450, 550, 650$  и  $750$  °С. Время выдержки системы с установленным образцом до начала испытания после достижения заданной температуры составляло 1 час.

Испытания на МЦУ проводились в соответствии с ГОСТ 25.502–79 при «жестком» цикле нагружения. Параметры нагружения при испытаниях образцов: форма цикла — синусоидальная; частота нагружения — 1 Гц; контролируемый параметр в процессе нагружения — размах деформации в цикле  $\Delta\varepsilon = 1$ ; коэффициент асимметрии цикла  $R\varepsilon = (\varepsilon_{\min}/\varepsilon_{\max}) = 0$ .

Параметры нагружения — постоянные в процессе испытаний с момента нагружения до момента разрушения образца. Разрушением образца при испытании на МЦУ считалось разделение образца на части либо снижение максимальной нагрузки в цикле на 25 % по сравнению с величиной нагрузки в первом цикле. Такое снижение нагрузки свидетельствует о появлении макротрещины в образце, после чего компьютерная программа выдает команду о прекращении испытания.

В ходе фрактографического исследования полученного излома устанавливалось местонахождение очага и тип усталостного разрушения образца. В случае нахождения нескольких очагов для последующего анализа выбирался тот очаг, которому принадлежала наибольшая область усталостного разрушения. Фиксировались координаты очага. Производился поиск участков, на которых можно наблюдать формирование усталостных бороздок. Данные участки должны располагаться вдоль одной прямой и соответствовать вектору развития усталостной трещины от очага. Для каждого локального участка излома фиксировались координаты, что позволило вычислить расстояние до очага, и проводилось измерение шага усталостных бороздок (размер которых характеризует скорость роста усталостной трещины за один цикл нагружения). Шаг усталостной бороздки определялся путем измерения блока усталостных бороздок и усреднения по количеству усталостных бороздок, находящихся в данном блоке. Полученная зависимость скорости роста усталостной трещины от расстояния до очага позволяет подсчитать количество циклов развития трещины по следующей формуле (живучесть):

$$N_p = \sum_{p=2}^N \frac{(r_p - r_{p-1})}{(d_p + d_{p-1})/2},$$

где  $p$  — номер локального участка,  $N_p$  — количество циклов развития трещины до локального участка ( $p$ ),  $r_p$  — расстояние от очага до локального участка ( $p$ ),  $d_p$  — шаг усталостных бороздок на локальном участке излома ( $p$ ).

Принимается, что скорость роста усталостной трещины от очага до первого локального участка излома, на котором наблюдается формирование усталостных бороздок, равна шагу усталостных бороздок, измеренных на этом участке. В ре-

альности можно ожидать, что скорость роста усталостной трещины между очагом и первым локальным участком ниже, а значит, и количество циклов больше. Данная разница между вычисленным и реальным количеством циклов будет отнесена к периоду зарождения усталостной трещины.

Период зарождения усталостной трещины получается следующего соотношения

$$N_o = N_f - N_p,$$

где  $N_f$  — общая долговечность образца,  $N_o$  — период зарождения усталостной трещины.

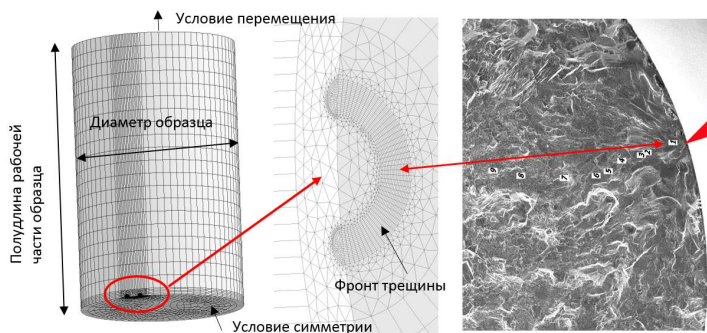
По излому определялась форма усталостной трещины на начальном и конечном участке роста усталостной трещины.

### Методика проведения расчетов

В ходе расчетного анализа выполнялось моделирование роста трещины в образце и получение зависимости размаха коэффициента интенсивности напряжений  $\Delta K$  от размеров трещины.

Исходными данными для расчета являлись: температура проведения испытаний, величина относительных деформаций образца, геометрические размеры трещины в точках анализа усталостных бороздок. Нагружение модели моделировалось условием перемещения, соответствующего деформациям при проведении испытаний в жестком цикле. Расчет выполнялся в упругой постановке. Модель для конечно-элементного анализа представлена на рисунке 1.

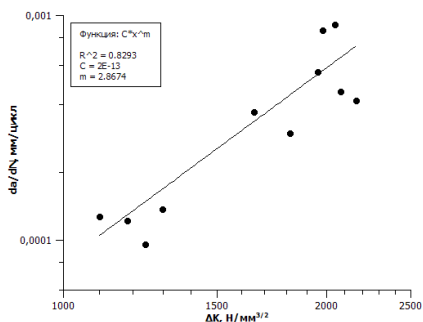
Величина КИН по фронту трещины определялась встроенной функцией CINT через J-интеграл для плоского деформированного состояния. Значение КИН на фронте бралось в местах исследования усталостных бороздок.



**Рис. 1.** Конечно-элементная модель трещины в образце

Для каждого образца в логарифмических осях строились зависимости скорости роста трещины усталости, полученные методами фрактографии, от величины КИН.

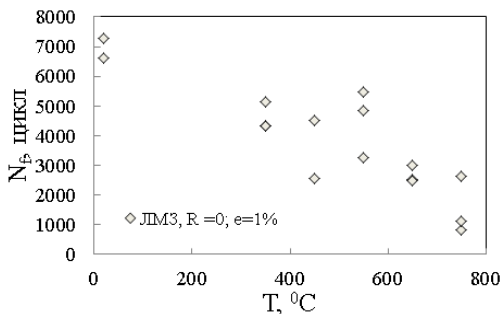
Для примера на рисунке 2 приведена данная зависимость, полученная для образца, испытанного при температуре 550 °С. Аппроксимацией данных зависимостей уравнением Пэриса были получены коэффициенты  $C$  и  $m$  для каждого образца.



**Рис. 2.** Кинетическая диаграмма роста трещины в цилиндрическом образце

### Результаты проведенного исследования

Полученные значения по долговечности для образцов, испытанных на МЦУ, показаны на рисунке 3. Можно отметить относительно высокий разброс величин и ожидаемое снижение долговечности с ростом температуры.

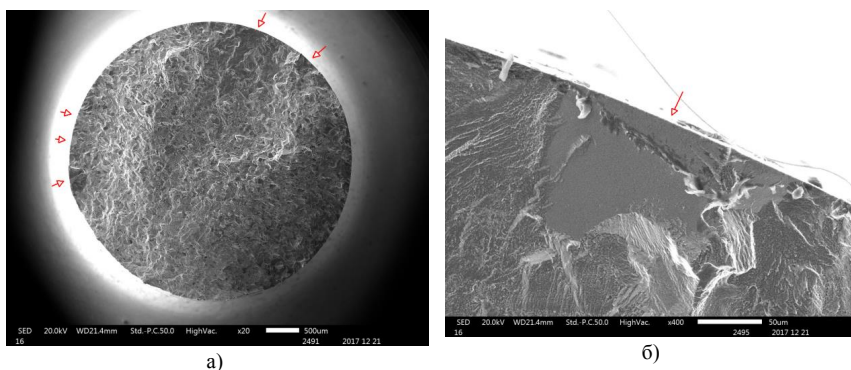


**Рис. 3.** Зависимости долговечности от температуры

Был проведен фрактографический анализ изломов, полученных при испытаниях на МЦУ. Для всех образцов наблюдается многоочаговое зарождение усталостных трещин, при этом очаговые области для всех исследуемых образцов находятся на боковых поверхностях образцов (рис. 4).

В очаге усталостного зарождения трещины часто наблюдается фасетка, ограниченная размерами аустенитного зерна и развернутая по отношению к оси

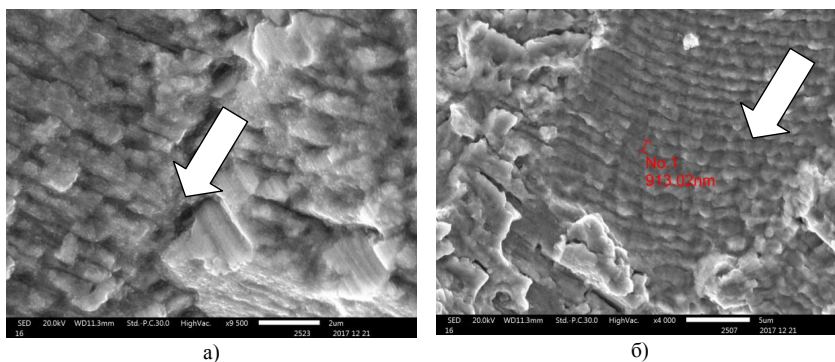
нагрузки (рис. 4б). Фасетки выходят на боковую поверхность образцов, как правило, фокус очага находится на поверхности, но иногда фокус очага оказывается на определенном расстоянии от поверхности.



**Рис. 4.** Микростроение излома образца испытанного при 550 °С:

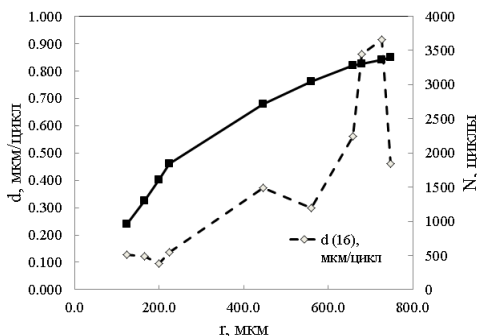
а — общий вид излома; б — поверхность образца у очаговой зоны. Расположение очагов усталостных трещин показано стрелками. В очаговой области наблюдается фасетка (б)

Дальнейшее распространение трещины происходит с формированием усталостных бороздок (рис. 5).



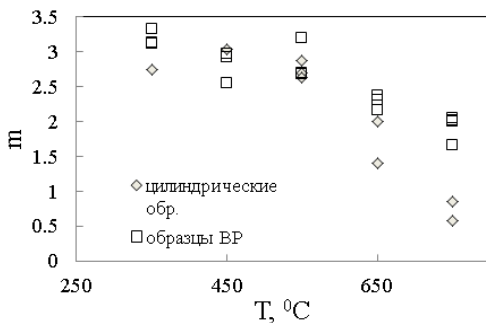
**Рис. 5.** Локальные участки излома, на которых наблюдается формирование усталостных бороздок на начальной стадии роста трещины (средний размер шага бороздок равен  $\approx 0,136$  мкм) (а) и на заключительной стадии ( $\approx 0,9$  мкм) (б). Направление развития разрушения показано стрелками

Измерение шага усталостных бороздок на локальных участках излома позволило получить динамику роста усталостной трещины. На рисунке 6 показан пример динамики роста трещины для образца, испытанного при температуре 550 градусов. В результате проведения расчета конечно-элементной модели образца с внедренной трещиной получены величины размахов КИН, которые были сопоставлены со скоростью роста трещины, полученной по измерению шага усталостных бороздок. Это позволило определить показатели Периса (рис. 2).



**Рис. 6.** Динамика роста усталостной трещины и приращение циклов от расстояния до очага для образца испытанного при температуре 550 °C

Проведя подобный анализ для всех исследуемых образцов, были получены значения показателей Периса  $m$  и  $C$  (рис. 7). Значения коэффициентов Периса для образцов типа ВР получены в ходе исследований, проведенных по заказу ОКБ им. А. Люльки.



**Рис. 7.** Зависимость коэффициента  $m$  от температуры для цилиндрических образцов и образцов типа ВР

Полученная динамика роста трещины позволила оценить длительность развития разрушения и, следовательно, рассчитать живучесть. Полученные результаты по живучести образцов показаны на рисунке 8.

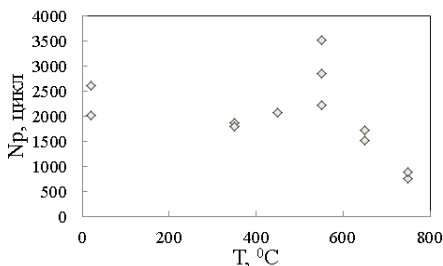


Рис. 8. Зависимости живучести от температуры

Разброс значений по живучести значительно меньше, чем полученные результаты по долговечности (рис. 3). Это объясняется исключением влияния на конечную величину живучести такого фактора, как зарождение усталостной трещины, который оказывает значительное влияние на результат по долговечности. Для данного материала наблюдается характерная особенность — при изменении температуры от 20 °С до 550 °С живучесть образцов не падает, а даже наблюдается небольшой рост. При дальнейшем увеличении температуры происходит резкое падение живучести у образцов (рис. 8). Для объяснения данного феномена можно отметить, что коэффициент Периса  $m$  в диапазоне температур от 350 °С до температуры 550 °С практически не меняется, и лишь при больших температурах происходит его резкое снижение. Повышение температуры при этом увеличивает пластичность материала и, можно ожидать, задерживает переход от устойчивого роста трещины к ускоренному росту.

Сравнение полученных величин коэффициента Периса  $m$  для цилиндрических образцов с образцами типа СТ показывает расхождение при температурах больше 550 °С. Возможно, данная разница связана с влиянием двух факторов. Для цилиндрических образцов форма усталостных трещин близка к эллиптическому виду, в то время как для образцов типа СТ фронт усталостной трещины линейный [5]. Вторым фактором является разный тип механизма усталостного разрушения при испытаниях: для цилиндрических образцов испытание по МЦУ, для плоских образцов типа СТ, как правило, испытание проводят по механизму МнЦУ. Величина размаха КИН во время роста трещины может быть одинаковой, однако цилиндрический образец начинает испытывать изменения уже в первом цикле нагружения и при распространении усталостной трещины в материале его свойства могут отличаться от исходного.

## Выводы

Полученное исследование показало наличие особенностей изменения живучести образцов, изготовленных из никелевого материала ЭП741НП, в зависимости от температуры. В диапазоне температуры от 350 °С до 550 °С живучесть не снижается. Резкое падение живучести происходит лишь при больших температурах. Сравнение полученных величин коэффициента Периса  $m$  для цилиндрических образцов с образцами типа ВР показывает расхождение их при температурах больше 550 °С.

## Литература

1. *Иноземцев А. А., Аношкин Н. Ф., Баикатов И. Г., Гарибов Г. С., Коряковцев А. С.* Применение дисков из гранул жаропрочных никелевых сплавов в серийных ГТД авиационной и наземной техники // Перспективные технологии легких и специальных сплавов. К 100-летию со дня рождения академика А. Ф. Белова — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. — С. 371–376.
2. *Шанявский А. А.* Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях. — Изд-во «Монография», 2003. — 803 с.
3. *Партон В. З., Морозов Е. М.* Механика упруго-пластического разрушения. — М.: Наука, 1974.
4. ОСТ 1 92127-90, Металлы. Метод определения скорости роста усталостных трещин при испытаниях с постоянной амплитудой нагружения. — М., 1990.
5. *Потапов С. Д., Перепелица Д. Д.* Исследование влияния геометрических особенностей трещины на характеристики циклической трещиностойкости. Научно-технический журнал «Технология легких сплавов». № 1. 2014. — С. 66–71.



**В. Ю. Чертищев**

ФГУП «ВИАМ», Москва

chertishchevv@mail.ru

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛУБИНЫ ЗАЛЕГАНИЯ ДЕФЕКТОВ В МНОГОСЛОЙНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ИЗ ПКМ МОТОГОНДОЛ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ АКУСТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ ПО ВЕЛИЧИНЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ИМПЕДАНСА**

**Аннотация.** Для выявления дефектов в 3-, 5- и 7-слойных конструкциях с сотовым наполнителем из полимерных композиционных материалов (ПКМ) широко применяются специальные низкочастотные акустические методы контроля, основным из которых является импедансный. Однако данный метод позволяет определить только факт наличия дефекта, но не глубину его залегания. Для получения информации о глубине залегания необходимо численно измерить величину механического импеданса на поверхности. Для этого путем моделирования полной стержневой системы импедансного преобразователя с помощью метода электромеханических аналогий получены зависимости между величиной приложенной к датчику внешней нагрузки в виде полного механического импеданса на поверхности изделия и изменением величин измеряемых электрических параметров на пьезоэлементах датчика. Получены соответствующие зависимости для коэффициента передачи, равного модулю отношения амплитуд напряжений на приемном и излучающем пьезоэлементах, и фазового смещения между данными напряжениями. Путем объединения данных зависимостей получены годографы, представляющие графики зависимостей в амплитудно-фазовой плоскости, аналогично отображению информации современными импедансными дефектоскопами. С помощью модельных годографов, построенных с учетом контактной гибкости, проведен эксперимент по выявлению дефектов типа расслоений и непроклеев на различных глубинах в 7-слойной сотовой конструкции мотогондолы авиационного двигателя. Подтверждено эффективное различие глубин залегания дефектов как по величине механических импедансов, так и по характерной индикации от стенок сот на С-скане по всей поверхности изделия.

**Ключевые слова:** акустические методы контроля; акустический импедансный метод; полимерные композиционные материалы; углепластик; мотогондола.

### **ВВЕДЕНИЕ**

Обязательным условием обеспечения качества и, следовательно, безопасности воздушных судов является применение неразрушающих методов контроля и диагностики при разработке новых авиационных материалов, производстве и эксплуатации изделий и конструкций авиационной техники [1–7]. Данная работа выполнена в рамках реализации комплексного научного направления 2.3. «Методы неразрушающих исследований и контроля» («Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года») [3].

В настоящее время во многих областях машиностроения (в первую очередь в авиационной и космической промышленности) все более широкое применение находят изделия в виде многослойных конструкций, в том числе 5- и 7-слойных, состоящих из чередующихся тонких (0,5–1,5 мм) слоев ПКМ (стеклопластика, углепластика) и сотового заполнителя. Примером может служить мотогондолой перспективных авиационных газотурбинных двигателей, состоящая более чем на 50 % из подобных конструкций, выполняющих в том числе функцию шумопоглощения. Наибольшую трудность представляет выявление внутренних плоскостных несплошностей, находящихся между слоями или в одном из слоев (дефекты типа расслоений, непроклеев и т. д.) и определение их размера и местоположения относительно слоев конструкции. В силу особенностей физико-механических свойств их контроль большинством методов неразрушающего контроля (НК) невозможен. Так, не подошел для контроля широко применяемый для трехслойных сотовых конструкций теневой ультразвуковой метод. Удовлетворительные результаты показал только акустический импедансный метод контроля [1].

Физический принцип импедансного метода — оценка механического импеданса (изменяющегося в зоне дефекта) на поверхности изделия низкочастотными акустическими методами. Данный метод позволяет лишь различать факт наличия или отсутствия дефекта путем сравнения измеренной величины механического импеданса на поверхности с эталонным значением для бездефектной конструкции, но не позволяет определить глубину расположения дефекта. Однако для контроля современных высокотехнологичных и дорогостоящих многослойных конструкций информации о наличии/отсутствии дефекта недостаточно, требуется определение слоя, в котором расположен дефект, для его устранения (ремонта).

Несколько упрощает задачу определения глубины залегания дефекта тот факт, что перед сборкой многослойной конструкции листовые заготовки из ПКМ (называемые по аналогии с трехслойной конструкцией обшивками) могут быть проконтролированы на наличие расслоений ультразвуковым эхоимпульсным или теневым методами, так что наличие расслоений в обшивках собранной конструкции в большинстве случаев исключено. Таким образом, задача определения глубины расположения дефекта при контроле в условиях производства сводится к поиску непроклеев или отслоений в клеевом соединении между сотоблоками и обшивками. Например, в 7-слойной сотовой конструкции есть лишь 6 дискретных глубин, где может залегать плоскостной дефект.

Другой более общей проблемой применения импедансного метода является то, что без информации о численной величине импедансов сам данный метод контроля остается черным ящиком, не имеющим связи между входными и выходными параметрами. Вследствие этого возникают проблемы с настройкой при контроле, поскольку в методических документах приходится указывать необходимость строгого соответствия настроечных образцов контролируемой конструкции, что, в свою очередь, порождает необходимость в создании для одной сложной конструкции, включающей большой спектр участков с переменной толщиной

различных слоев, порой нескольких десятков настроечных образцов. И хотя имеются попытки вычисления различными расчетными путями реальных величин импеданса конструкций, например, при изменении толщин обшивок [8], они остаются бесполезными, так как, даже вычислив истинную величину импеданса, остается без ответа вопрос, как при этом изменяются величины измеряемых параметров входных электрических сигналов на импедансном дефектоскопе.

Акустический импедансный метод основан на возбуждении в контролируемом изделии изгибных упругих колебаний звукового диапазона частот и анализе изменения механического импеданса изделия. Механическим импедансом или полным механическим сопротивлением  $Z$  называется отношение возмущающей силы  $F$  к вызываемой ею колебательной скорости  $v$  поверхности среды в точке приложения силы. Сила является гармонической, величины  $Z$ ,  $F$  и  $v$  — комплексными. Устройством, чувствительным к изменению механического импеданса изделия, является датчик (абсолютный преобразователь) дефектоскопа. Для моделирования были выбраны наиболее распространенный серийный датчик ПАДИ-8-02 и специально модернизированный датчик ПАДИ-7 (переделанный для подключения к прибору «ДАМИ-С» вместо устаревшего импедансного дефектоскопа АД-40И), общая конструктивная схема и внешний вид которых приведены на рисунке 1. Для проведения регистрации параметров выбран дефектоскоп «ДАМИ-С 09» как наиболее совершенный и широко распространенный на данный момент, а также имеющий возможность отображения информации на амплитудно-фазовой плоскости. Стоит отметить, что у иностранных приборов (Olympus Bondmaster 1000E+, NDT Systems Bondascope 3100, BondHub и т. д.) нет преимуществ в части точности измерений и, несмотря на наличие дополнительных полезных функций (например, запись С-сканов по амплитуде или фазе сигнала), задача измерения импеданса также не решена.



**Рис. 1.** Конструктивная схема и внешний вид датчиков ПАДИ-8-02 и ПАДИ-7:

1 — тыльная масса; 2 — пьезоэлементы излучателя в парном включении; 3 — звукопровод из оргстекла; 4 — пьезоэлемент приемника; 5 — износостойкий контактный наконечник

Отношение между комплексными величинами напряжений  $U_1$  на генерирующем колебания пьезоэлементе излучателя и  $U_2$  на пьезоэлементе приемника называется комплексным коэффициентом передачи датчика  $P$ :

$$P = \frac{U_2}{U_1} = \left| \frac{U_2}{U_1} \right| e^{j\psi} = P e^{j\psi}, \quad (1)$$

где  $P$  — коэффициент передачи датчика;  $\psi$  — сдвиг фазы между напряжениями  $U_1$  и  $U_2$ .

Ключевым элементом для измерения величины механического импеданса ОК (импедансометрии) является установление зависимостей коэффициента передачи датчика  $P(X_H)$  и фазового смещения  $\psi(X_H)$  от величины механического импеданса (как приложенной к вибратору датчика внешней нагрузки  $X_H$ ).

Обязательным требованием для моделирования и расчета графиков зависимости  $P(X_H)$  является учет контактной гибкости материала объекта контроля, определяемой деформацией при сухом точечном контакте (СТК), поскольку импеданс контактной гибкости шунтирует «полезный» сигнал (чем больше контактная гибкость СТК, тем ниже чувствительность импедансного метода контроля). Контактная гибкость ПКМ в основном зависит от типа материала матрицы (наиболее распространены эпоксидные связующие различных типов отверждения как для углепластиков, так и для стеклопластиков), однако при этом она не является равной контактной гибкости для «чистого» связующего (без армирующих угольных или стеклянных волокон). По этой причине определение контактной гибкости для ПКМ предпочтительно производить не расчетным, а расчетно-экспериментальным путем.

Измерение контактной гибкости ПКМ производилось путем сравнения амплитуды сигнала без нагрузки  $P_0$ , которая пропорциональна инерционной нагрузке  $j\omega(m_{KH} + \frac{m_{Пл}}{2})$  (где  $\omega = 2\pi f$  — круговая частота колебаний,  $f$  — частота колебаний,  $m_{KH}$  — масса контактного наконечника датчика,  $m_{Пл}$  — масса приемного пьезоэлемента датчика), и амплитуды сигнала на контролируемом объекте  $P_{OK}$ , которая пропорциональна  $Z_K$  в том же отношении. С этой целью вычислялось их отношение  $P'_{OK}$ , равное:

$$P'_{OK} = \frac{P_{OK}}{P_0}. \quad (2)$$

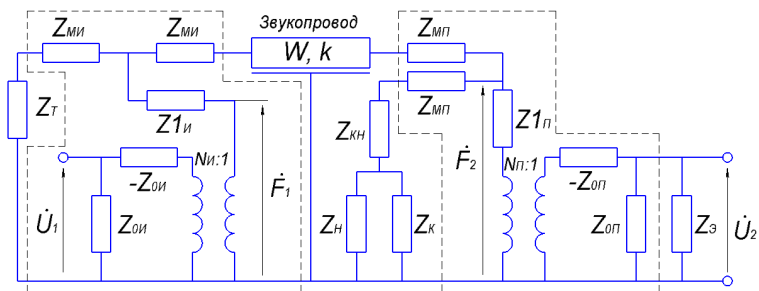
Далее производился расчет контактной гибкости объекта контроля  $K_K$  по величине  $P'_{OK}$ :

$$K_K = \frac{1}{\omega^2(m_{KH} + \frac{m_{Пл}}{2})(1 - P'_{OK})}. \quad (3)$$

Для дальнейших расчетов примем  $K_k$  равной  $18,2 \times 10^{-8}$  Н/м для углепластика ВКУ-39 с эпоксидной матрицей для датчика ПАДИ-7 с силой прижатия 15 Н, что соответствует  $\frac{E}{1-\nu^2} \approx 11,4 \times 10^9$  Па, отсюда величина  $K_k$  для датчика ПАДИ-8-02 с силой прижатия 1,5 Н (материал и радиус кривизны контактных наконечников одинаковы) соответственно равна  $39,2 \times 10^{-8}$  Н/м.

## ИМПЕДАНСОМЕТРИЯ

Характер искомых зависимостей зависит от ряда параметров объекта контроля, которые при теоретическом расчете сводятся к двум: механическому импедансу, учитывающему параметры ОК в бездефектных и дефектных зонах (материалы и толщины слоев, кривизна поверхности), и контактной гибкости, учитывающей упругие свойства наружного слоя, силу прижатия и шероховатость. Расчет преобразователей произведем с помощью хорошо зарекомендовавшего себя метода электромеханических аналогий. Соответствующая схема замещения для совмещенного абсолютного импедансного преобразователя, нагруженного механическим импедансом контролируемого изделия  $Z_H$  через шунтирующую контактную гибкость  $Z_K$ , приведена на рисунке 2.



**Рис. 2.** Схема замещения совмещенного абсолютного преобразователя импедансного дефектоскопа

Пьезоэлементы представлены полными эквивалентными схемами для продольного пьезоэффекта (обведены штриховыми линиями), и каждый из них имеет одну электрическую и две механические стороны, которые связаны между собой идеальным электромеханическим трансформатором с коэффициентом трансформации  $1 : N$  ( $N_{и}$  — для источника и  $N_{п}$  — для приемника) между силами  $F$  и напряжениями  $U$ . При этом:

$$F_1 = N_{и} U_1, \quad (4)$$

$$\mathbf{F}_2 = N_{\text{II}} \mathbf{U}_2, \quad (5)$$

$$N_{\text{И}} = \frac{d_{\text{И}}}{K_{\text{И}}^E}, \quad (6)$$

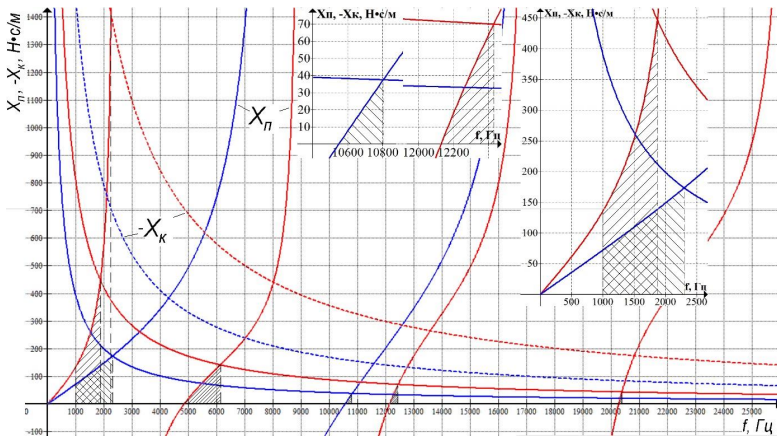
$$N_{\text{II}} = \frac{d_{\text{II}}}{K_{\text{II}}^D}, \quad (7)$$

где  $d_{\text{И}}$  и  $d_{\text{II}}$  — пьезомодули пьезопластин источника и приемника соответственно;  $K_{\text{И}}^E$  — гибкость излучающего пьезоэлемента при короткозамкнутых обкладках;  $K_{\text{II}}^D$  — статическая гибкость приемного пьезоэлемента.

Одним из наиболее сложных элементов для моделирования является звукопровод, который представляет собой систему с распределенными параметрами. Звукопровод датчика выполняется в виде стержня длиной  $l$ . В пренебрежении потерями входной импеданс стержня  $Z_{\text{В}}$  равен [9]:

$$Z_{\text{В}}(f) = jW \cdot \operatorname{tg}(k \cdot l), \quad (8)$$

где  $W$  — волновое сопротивление;  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$  — волновое число.



**Рис. 3.** Зависимости полных входных сопротивлений  $X_{\text{II}}$  датчиков ПАДИ-7 (—) и ПАДИ-8-02 (—) от частоты и условия реализации резонансных режимов настройки датчиков с учетом контактных гибкостей  $X_{\text{К}}$

Однако реальные датчики представляют собой неоднородные стержневые системы, имеющие потери, влияние которых на знакопеременную функцию зависимости  $Z_B(f)$ , напоминающую тангенсоиду, достаточно велико. Для построения реалистичного графика функции  $Z_B(f)$  необходимо строить более сложные функции на базе либо гиперболических, либо тангенсоподобных функций с введением коэффициентов коррекции, которые измеряются на конкретном датчике. Для этого в формулу (8) необходимо добавить дополнительные коэффициенты коррекции  $\alpha(f)$  и  $\beta(f)$ , зависящие от частоты:

$$Z_B(f) = jW \cdot \alpha(f) \cdot \operatorname{tg}(k \cdot \beta(f) \cdot l). \quad (9)$$

Для датчиков ПАДИ-7 и ПАДИ-8-02 были построены соответствующие функции  $Z_B(f)$  и на рисунке 3 приведены графики полного входного сопротивления датчика со стороны изделия  $Z_{II}$  (равного  $X_{II}$ , поскольку активным сопротивлением мы пока пренебрегаем).

$$Z_{II} = R_{II} + jX_{II} \cong jX_{II} = Z_{MI} + Z_B(f) + 2Z_{MI} + Z_{KH}. \quad (10)$$

Также на рисунке 3 приведены условия реализации резонансных режимов работы датчиков. Для создания резонанса положительная величина  $X_{II}$  при конкретной частоте должна быть скомпенсирована реактивной составляющей от внешней нагрузки от объекта контроля  $Z_H$ , равной ей по модулю и с отрицательным знаком, через шунтирующую контактную гибкость  $Z_K$ . Поскольку величина реактивной составляющей внешней нагрузки от изгибной гибкости не может превысить величину контактной гибкости  $X_K$  (к которой она стремится асимптотически по мере роста изгибной гибкости), то зоны резонансных режимов начинаются на частотах, при которых  $X_{II} = 0$ , и заканчиваются на частотах, при которых  $X_{II} = -X_K$ . Зоны резонансных режимов закрашены наклонной штриховкой (под углом  $+45^\circ$  — для датчика ПАДИ-7 и  $-45^\circ$  — для датчика ПАДИ-8-02). Графики  $-X_K$ , рассчитанные для углепластика ВКУ-39, изображены сплошными линиями, для сравнения графики для титанового сплава ВТ6 — штриховыми. Участки от 0 до 3 и от 10,5 до 12,5 кГц приведены укрупненно. По трансформации тангенсоподобных функций по мере увеличения частоты колебаний можно сделать вывод о существенном влиянии затухания на стержневую систему датчика, которым нельзя пренебрегать при расчете.

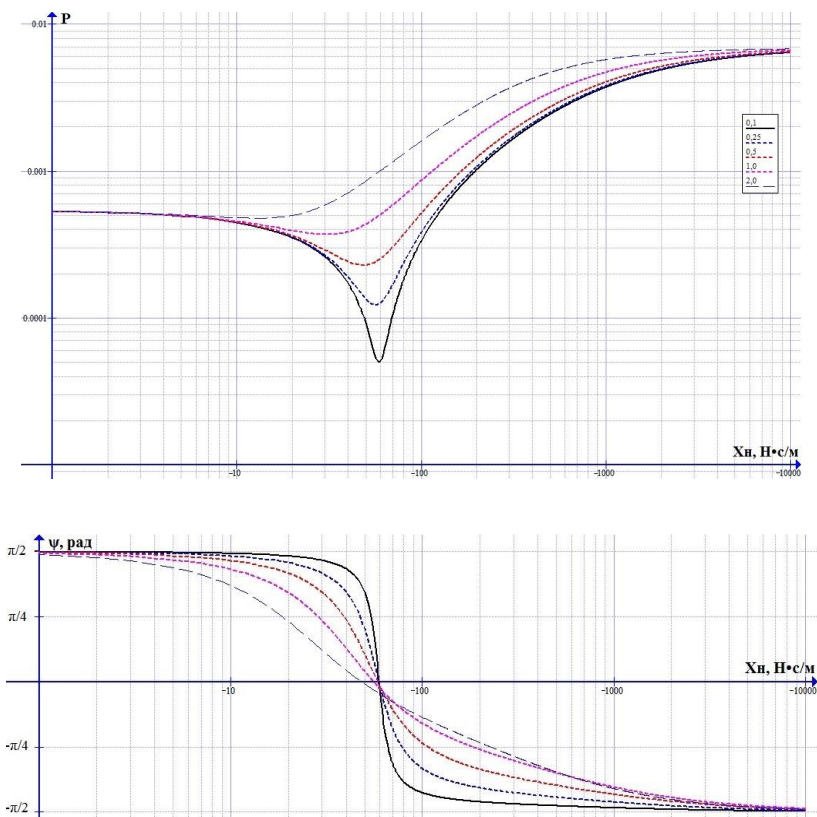
Наиболее общий методологический подход к настройке режимов при импедансном контроле предполагает выбор частоты, при которой достигается резонанс в стержневой системе датчика, нагруженной на годное изделие.

Независимой переменной является реактивная составляющая  $X_H$  комплексной внешней нагрузки  $Z_H = R_H + jX_H$ , дополнительным параметром является коэффициент  $\nu_H = R_H / |X_H|$ , характеризующий величину потерь в контролируемом изделии. Приведены графики для  $\nu_H$ , принимающего значения 0,1 и 1,0 соответственно (в дальнейшем также используются значения 0,25, 0,5 и 2,0). При такой настройке успешно обеспечивается максимальное изменение и величины коэффициента передачи  $P$ , и фазового смещения  $\psi$  при изменении величины нагрузки  $X_H$  от  $-3\ 000$  Н с/м на годном изделии в сторону меньших значений  $X_H$  (по модулю) в зонах дефектов.

Однако для ПКМ подобный методологический подход реализовать проблематично из-за больших значений коэффициента контактной гибкости  $K_K$ , в особенности для датчика ПАДИ-8-02, имеющего крайне малую силу прижатия контактного наконечника к поверхности изделия. Из условий реализации резонансных режимов, приведенных на рисунке 3, можно установить, что для датчика ПАДИ-8-02 при контроле углепластиков резонансные режимы реализуются в диапазонах частот 1,0–2,1 и 10,35–10,7 кГц. Проведение контроля на частотах до 2,1 кГц теоретически позволяет реализовать классический подход к настройке на резонансный режим, однако на практике величина шумов в датчике на столь низких частотах так велика, что отношение сигнал/шум для проведения контроля и в особенности импедансометрии становится неприемлемым.

При проведении исследования датчиком ПАДИ-7 при величине  $K_K = 18,2 \times 10^{-8}$  Н/м для углепластика ВКУ-39 наибольшей чувствительности импедансометрии можно добиться во втором диапазоне резонансных частот (от 5 до 6,2 кГц), так как в первом диапазоне низких частот (от 1,0 до 1,7 кГц) слишком велико влияние шумов, а третий (от 12,16 до 12,48 кГц) слишком узок и включает частоты переходных процессов, связанных со сменой порядка следования «нижнего резонанса» (резонанса контактного наконечника) и «верхнего резонанса» (резонанса всей стержневой колебательной системы датчика). Настройка произведена на частоте 6,2 кГц, что позволило получить максимально возможные диапазоны значений для зависимостей как коэффициента передачи  $P(X_H, \nu_H)$ , так и величины фазового смещения  $\psi(X_H, \nu_H)$  (рис. 4).

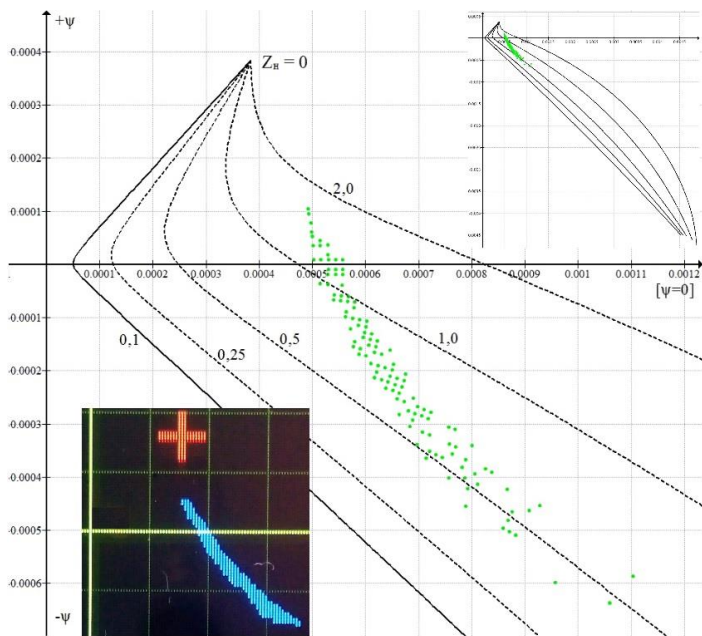




**Рис. 4.** Расчетные зависимости коэффициента передачи  $P(X_n, \nu_n)$  и фазового смещения напряжений на приемном и излучающем пьезоэлементах  $\psi(X_n, \nu_n)$  датчика ПАДИ-7 на частоте 6 200 Гц для изделий из ПКМ

Поскольку анализ амплитудно-фазовой обработки информации с помощью графиков функций  $P(X_n, \nu_n)$  и  $\psi(X_n, \nu_n)$  затруднителен, целесообразнее объединить данные зависимости для получения годографов коэффициента передачи на комплексной плоскости. При этом текущее значение коэффициента передачи в комплексном виде представляется радиус-вектором, обладающим длиной, равной  $P$ , и образующим угол  $\psi$  с осью абсцисс. Соответствующие годографы для различных  $\nu_n$  приведены на рисунке 5 для датчика ПАДИ-7 на частоте 6,2 кГц. Стоит отметить, что в связи с техническими особенностями прибора «ДАМИ-С» для заводского датчика ПАДИ-8-02 смещение фазы отображается корректно, изменяясь в диапазоне от  $-\pi/2$  до  $\pi/2$ , в то время как для датчика ПАДИ-7, подключаемо-

го в связи с техническими особенностями по альтернативной электрической схеме, смещение фазы отображается уменьшенным в два раза по сравнению с реальным в диапазоне от  $-\pi/4$  до  $\pi/4$ . Также на годографы для примера наложена группа данных, измеренных в различных точках на годной 7-слойной сотовой конструкции. Точки с наименьшим механическим импедансом соответствуют расположению датчика над центрами сот, точки с наибольшим импедансом — над пересечением стенок сот. Помимо интересующей нас части годографов с величинами механических импедансов примерно до 200 Н с/м на рисунке 5 также приведен полный вид годографов для величин импеданса до 10 000 Н с/м (при такой величине импеданса коэффициент передачи близок к асимптотическому значению для бесконечности), а также пример соответствующего отображения зоны фрикционных шумов (ЗФШ) на экране импедансного дефектоскопа.



**Рис. 5.** Годографы при различных  $\nu_n$ , объединяющие зависимости коэффициента передачи  $P(X_n, \nu_n)$  и величины фазового смещения  $\psi(X_n, \nu_n)$  датчика ПАДИ-7 на частоте 6 200 Гц

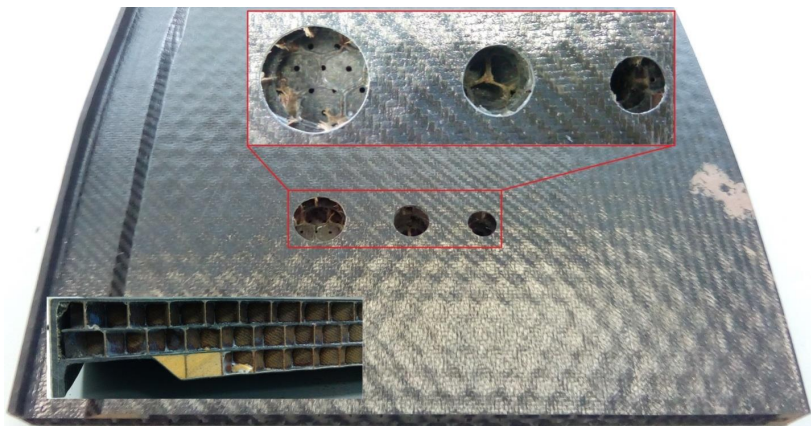
Стоит отметить, что полное смещение фазы между напряжениями суммируется из двух составляющих: смещение, обусловленное величинами импедансов элементов, составляющих колебательную систему датчика  $\psi(X_n, \nu_n)$  (вычисляе-

мое в результате моделирования), а также смещение, вызванное сдвигом фазы акустической волны на входе и выходе из звукопровода, имеющего заданную длину и конкретную скорость звука. На практике при отображении на экране современного дефектоскопа в амплитудно-фазовой области теоретический годограф «прокручивается» целиком вокруг точки абсолютного нуля на соответствующий угол из-за некратности (для большинства рабочих частот) длины волны в звукопроводе при конкретной частоте и длине самого звукопровода.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА

Для проведения опробования разработанной методики определения глубины залегания дефектов в многослойных объектах контроля с сотовым наполнителем был изготовлен конструктивно-подобный образец (КПО) семислойной конструкции как одного из наиболее сложных типов объектов контроля, корпуса переднего мотогондолы авиационного двухконтурного газотурбинного двигателя с искусственными дефектами (рис. 6). КПО представляет собой конструкцию с сотовым наполнителем ССП-1-8Т высотой 10 мм и размером ячейки 8 мм (3 ряда сот), включает изготовленные из углепластика ВКУ-39 две обшивки толщиной 0,86 и две обшивки толщиной 1,2 мм.

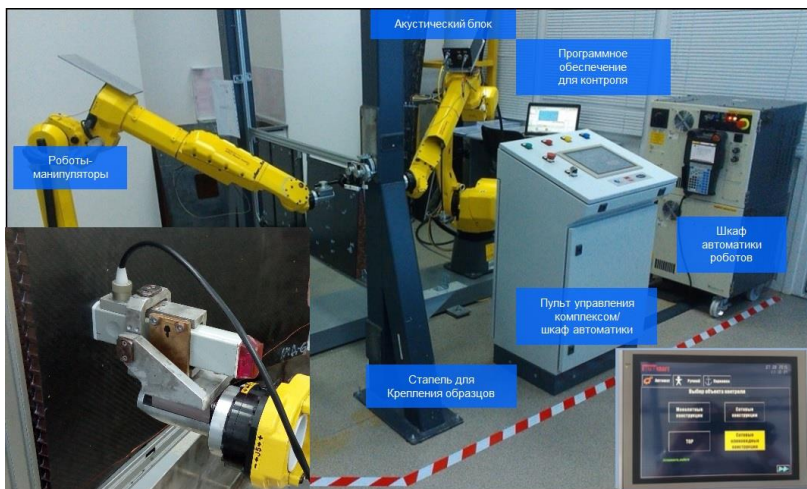
Искусственные дефекты, имитирующие непрочности и расслоения в образце, были получены путем фрезерования отверстий различного диаметра (16, 20 и 30 мм) в обшивках и сотовом наполнителе на различную глубину в соответствии со схемой (рис. 8б), на которой также приведена нумерация слоев: I, III, V, VII — монолитные обшивки, слой II, IV, VI — сотовый наполнитель.



**Рис. 6.** КПО корпуса переднего (7-слойная сотовая конструкция) мотогондолы авиационного двигателя с искусственными дефектами

Контроль осуществлялся с использованием разработанного ФГУП «ВИАМ» полномасштабного макета автоматизированного комплекса для контроля деталей и агрегатов из ПКМ «МАК\_ПКМ» (рис. 7). Сканирование по поверхности КПО производилось на частоте 6,2 кГц датчиком ПАДИ-7, закрепленным в специальной оправке, имеющей 3 степени свободы для обеспечения полного прижатия контактной площадки датчика к сканируемой поверхности вне зависимости от локальных нарушений геометрии изделия.

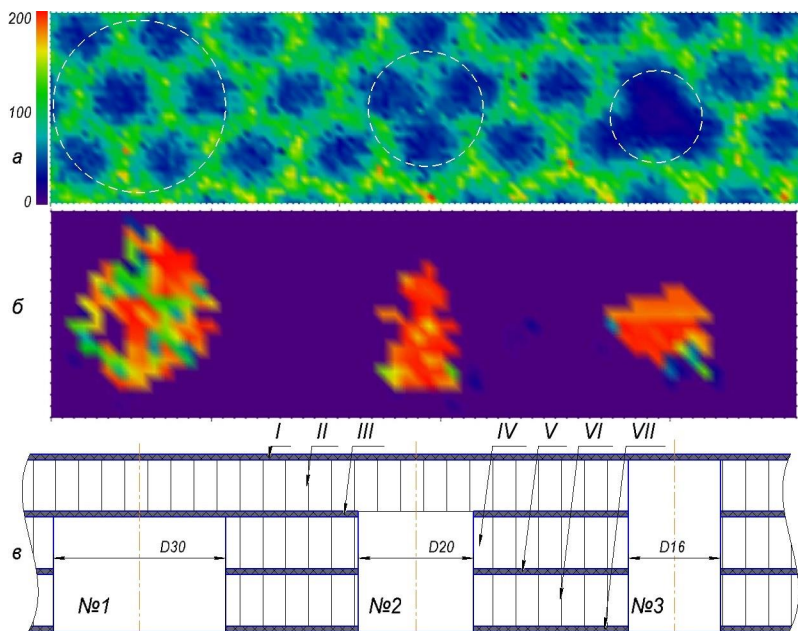
В процессе сканирования с шагом 1 мм в каждой точке записывались величины коэффициента передачи и фазового смещения. Далее в процессе постобработки для каждой точки по модельному годографу (см. рис. 5) были вычислены соответствующие величины механического импеданса. Результаты приведены на рисунке 8а в виде С-скана по абсолютной величине механического импеданса (по модулю) по всей поверхности (для демонстрации различия между дефектными и бездефектными зонами) без учета срабатывания автоматической сигнализации дефектов (АСД) при выходе маркера за границы ЗФШ, очерченной для годного изделия. Однако для наглядности зоны срабатывания АСД (дефекты) обведены пунктирными линиями. Шкала соответствия градации цвета и величины импеданса приведена в Н с/м.



**Рис. 7.** Макет автоматизированного комплекса для неразрушающего контроля качества деталей и агрегатов из ПКМ акустическими методами.

Для дефекта № 3, имитирующего расслоение в слое I и/или непрочной заделки между слоями I и II, зафиксировано как общее падение (здесь и далее имеется в виду снижение по модулю) величины импеданса до  $-18$  Н с/м в центре дефекта в соответствии с С-сканом по сравнению с минимальной величиной импеданса в год-

ном изделии над центрами сот  $-25-30$  Н с/м, так и отсутствие характерной индикации с высокими величинами импеданса над стенками сот; для дефекта № 2, имитирующего непроклей между слоями II и III, — как общее снижение величин импеданса по всей площади, так и снижение характерной индикации над стенками сот с  $-150-200$  до  $-80-100$  Н с/м (отличие от индикации дефекта № 3 обусловлено наличием дополнительной прикрепленной массы сот, увеличивающей реактивную составляющую импеданса); для дефекта № 1, имитирующего расслоение в слое III и/или непроклей между слоями III и IV, — сохранение общей картины по абсолютным величинам импедансов (без учета коэффициентов потерь, которые над дефектом увеличиваются) как над центрами, так и над стенками сот, несмотря на срабатывание АСД. Описанные признаки позволяют с высокой достоверностью классифицировать дефекты по глубине залегания. Выявление более глубоко расположенных дефектов с одной стороны изделия не требуется, поскольку для импедансного контроля по всей толщине предусматривается контроль с двух сторон (в особенности для 5- и 7-слойных конструкций).



**Рис. 8.** Результаты импедансометрии:

*a* — С-скан по абсолютной величине механического импеданса (без учета сигнализации АСД и величин коэффициентов потерь); *б* — С-скан по фазовому смещению в точках со срабатыванием АСД; *в* — схема искусственных дефектов и нумерация слоев в 7-слойной конструкции

Также для проверки возможности определения расположения дефекта относительно слоев только по смещению фазы детектированного сигнала, что позволяет существенно упростить расчетную обработку исходных данных либо провести первичную оценку, проведено сканирование по поверхности образца датчиком ПАДИ-8-02 с построением С-скана по фазовому смещению в точках со срабатыванием АСД на частоте 10,48 кГц. При этом измеряемым параметром было отклонение фазы детектированного сигнала в каждой точке относительно величины «нулевой» фазы, в которой  $Z_{\text{н}} = 0$  (см. рис. 8б), без полноценного измерения величин импеданса, поэтому численная оценка неинформативна, значения имеют лишь оценочные признаки: отклонение фазы над дефектами № 2 и 3 мало, поэтому они закрашены преимущественно красным, над дефектом № 1 над стенками сот имеются существенные отклонения фазы, поэтому она закрашивается зеленым. Хотя информативность фазовой обработки значительно уступает амплитудно-фазовой, тем не менее выявляется как значительное отклонение фазы детектированного сигнала над стенками сот над более глубоким дефектом, так и продемонстрирован эффект отсутствия срабатывания АСД дефектоскопа на дефекте в слое IV при нахождении датчика над центрами сот слоя II. Также возможно применение предварительной оценки глубины по отклонению фазы при проведении ручного импедансного контроля многослойной конструкции, при размещении точки отсчета не в точке абсолютного нуля, а сместив ее в центр ЗФС, но предварительно установив соответствующее направление на «нулевую» фазу. Соответствующий методический прием разработан ФГУП «ВИАМ» для контроля деталей из ПКМ мотогондолы авиационного двигателя семейства ПД.

## ВЫВОДЫ

1. Расчетно-экспериментальным путем установлена динамическая контактная гибкость сухого точечного контакта  $K_K$  для ПКМ с эпоксидной матрицей.
2. Проведено моделирование полной стержневой системы абсолютного импедансного преобразователя с помощью метода электромеханических аналогий, в том числе с учетом потерь в звукопроводе при различных частотах. Получены зависимости между величиной, приложенной к датчику внешней нагрузки в виде полного механического импеданса на поверхности изделия, и изменением величин, измеряемых дефектоскопом электрических параметров на пьезоэлементах датчика (коэффициента передачи, равного модулю отношения амплитуд напряжений и фазового смещения между данными напряжениями). Построены соответствующие годографы.
3. С использованием годографов построены С-сканы по абсолютной величине механического импеданса датчиком ПАДИ-7 на частоте 6,2 кГц на поверхности 7-слойной сотовой конструкции корпуса мотогондолы двигателя с существенными дефектами и только по фазовому смещению датчиком ПАДИ-

8-02 на частоте 10,48 кГц. Продемонстрировано эффективное различение дефектов по глубине залегания.

### Литература

1. *Генералов А. С., Бойчук А. С., Чертищев В. Ю., Яковлева С. И., Диков И. А.* Выявление расслоений и непроклеев в 5- и 7-слойных сотовых деталях и элементах конструкций из ПКМ акустическим методом // Клеи. Герметики. Технологии. 2017. № 3. — С. 23–26.
2. *Каблов Е. Н.* Инновационные разработки ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ по реализации «Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года» // Авиационные материалы и технологии. 2015. № 1. — С. 3–33. DOI: 10,18577/2071-9140-2015-0-1-3-33.
3. *Каблов Е. Н.* Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 1. — С. 7–17.
4. *Каблов Е. Н.* Контроль качества материалов — гарантия безопасности эксплуатации авиационной техники // Авиационные материалы и технологии. 2001. № 1. С. 3–8.
5. *Мурашов В. В., Генералов А. С.* Контроль многослойных клееных конструкций низкочастотными акустическими методами // Авиационные материалы и технологии. 2014. № 2. — С. 59–67. DOI: 10,18577/2071-9140-2014-0-2-59-67.
6. *Далин М. А., Генералов А. С., Бойчук А. С., Ложкова Д. С.* Основные тенденции развития акустических методов неразрушающего контроля // Авиационные материалы и технологии. 2013. № 1. — С. 64–69.
7. *Каблов Е. Н.* Материалы нового поколения // Защита и безопасность. 2014. № 4. — С. 28, 29.
8. *Стариковский Г. П., Жовнер П. Б.* Неразрушающий контроль трехслойных интегральных конструкций из полимерных композиционных материалов // Контроль. Диагностика. 2012. № 6. — С. 58–62.
9. *Ланге Ю. В.* Акустические низкочастотные методы и средства неразрушающего контроля многослойных конструкций. — М.: Машиностроение, 1991. — 272 с.
10. Неразрушающий контроль: справочник: в 7 т. / под общ. ред. В. В. Клюева. Т. 3. Ультразвуковой контроль. И. Н. Ермолов, Ю. В. Ланге. — М.: Машиностроение, 2004. — 864 с.

**В. В. Иванников<sup>1</sup>, С. А. Дегтярев<sup>1</sup>, М. К. Леонтьев<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ООО «Альфа-Транзит», Химки; vvivannikov@gmail.com, degs@alfatran.com

<sup>2</sup>Московский авиационный институт, Москва; lemka@alfatran.com

## **РАСЧЕТЫ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ С УЧЕТОМ СЛОЖНОГО НАГРУЖЕНИЯ РОЛИКОПОДШИПНИКА И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ ПО ТЕЛАМ КАЧЕНИЯ**

**Аннотация.** Стандарты ISO 281:2007 и ГОСТ 18855-2013 позволяют определить долговечность подшипника с учетом предела контактной выносливости материала, вязкости и загрязненности смазки, качество используемой стали и чистоту обработки контактных поверхностей. Однако совершенно без внимания остаются такие факторы, как величина зазора в подшипнике на режиме, перекос колец, силы инерции, действующие на тела качения, а также профиль их образующей (в случае роликов). Техническая спецификация ISO 16281:2008, помимо прочих входных данных оперирующая также с величинами действующих в зонах контакта тел качения напряжений, была призвана устранить этот недостаток. На ее основе в статье представлена методика оценки долговечности радиальных роликовых подшипников качения, которая работает в тесной связке с уточненным подходом к определению величин внутренних радиальных усилий и численной процедурой отыскания профиля контактных давлений, действующих между роликом и кольцами.

**Ключевые слова:** радиальный роликовый подшипник качения; авиационные двигатели; долговечность.

### **1. Введение**

Пройдя долгий путь развития в более чем 50 лет, современный стандарт ISO 281:2007 [1] (равно как и его отечественный аналог ГОСТ 18855-2013) основываются на фундаментальном соотношении, предложенном еще Лундбергом и Пальмгреном [2]:

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad (1)$$

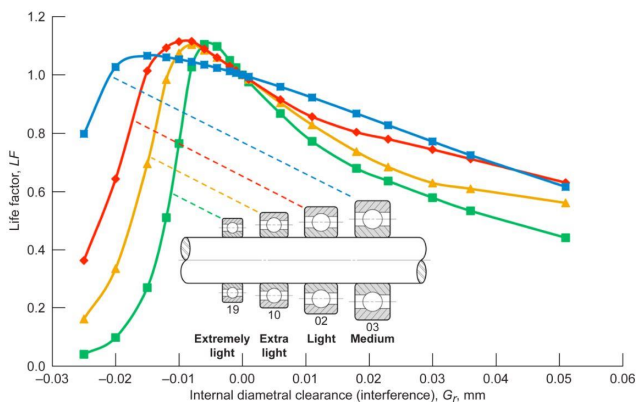
где  $L_{10}$  — число циклов в миллионах оборотов при действии эквивалентной радиальной нагрузки  $P_r$ , которое выдержит как минимум 90 % изделий из набора,  $C_r$  — базовая динамическая грузоподъемность, а  $p$  — параметр кривой усталости. Актуальная версия стандарта ISO 281:2007 принимает данную долговечность за базовую, которая должна быть откорректирована с помощью поправочного коэффициента, учитывающего предел контактной выносливости материала, вязкость и загрязненность смазки, качество используемой стали и



чистоту обработки контактных поверхностей. Несмотря на существенный прогресс в вопросе изучения воздействия перечисленных параметров на конечную долговечность подшипника, влияние таких немаловажных факторов, как

- 1) величина зазора в подшипнике,
- 2) силы инерции, действующие на тела качения,
- 3) перекос колец,
- 4) профиль образующей тел качения (для роликов) остается неучтенным.

Первая пара из вышеперечисленных факторов оказывает значительное влияние на величину контактных напряжений, а оставшиеся два — на их распределение вдоль тела качения. Режимы работы авиационных двигателей сильно различаются по действующим температурам, поэтому рабочий зазор в подшипнике может варьироваться в широких пределах, нередко становясь и отрицательным. Также в силу достаточно больших габаритов применяемых в таких изделиях подшипников и высокой частоты вращения роторов возникающие силы инерции могут оказаться весьма существенными и, как следствие, ощутимо перераспределять контактные усилия между внешним и внутренним кольцом.



**Рис.1.** Зависимость поправочного коэффициента  $LF$  в зависимости от внутреннего зазора для четырех размерных групп шарикоподшипников с посадочным диаметром 50 мм, нагруженных таким образом, чтобы максимальное контактное напряжение при нулевом зазоре было равным 1 750 МПа (рисунок из работы [4])

Разными исследователями были предприняты попытки учесть те или иные из обозначенных выше факторов. Так, для учета величины рабочего зазора на режиме Зарецкий [3] предложил ввести специальный поправочный коэффициент долговечности  $LF$ . Несмотря на простоту идеи, использовать его на практике не

очень удобно, так как зависимость  $LF$  от величины зазора оказывается не только нелинейной, но и сильно меняющейся при изменении габаритов подшипников (см. рис. 1). Кроме того, учет остальных факторов все так же оставался под вопросом.

В попытке устранить вышеуказанные пробелы была разработана спецификация ISO 16281:2008 [4], описывающая способ определения долговечности с использованием сведений о величинах напряжений, возникающих в зонах контакта тел качения. На основе данной технической справки в настоящей статье разработана методика определения долговечности радиальных роликовых подшипников качения, учитывающая их актуальный внутренний рабочий зазор, перекос колец, инерцию вращения и профиль тела качения.

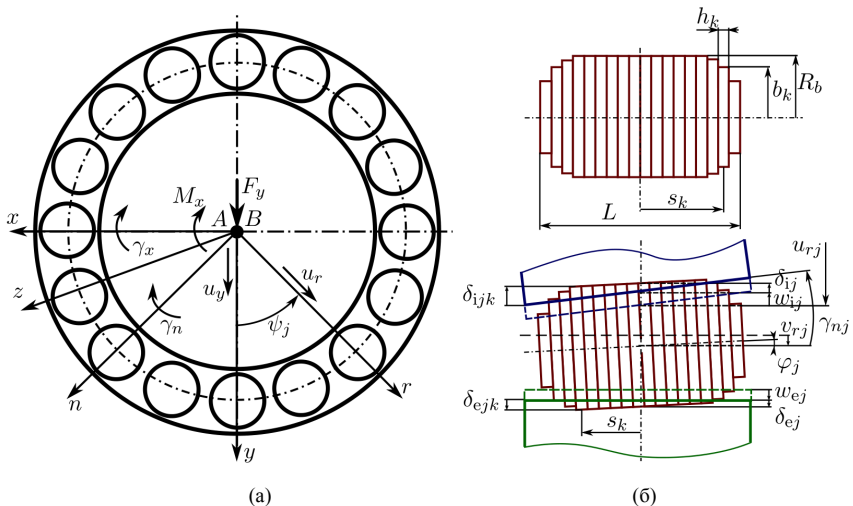
## 2. Определение распределения радиальных сил в подшипнике

Стандартные методики расчета долговечности подразумевают, что зазор в подшипнике околонулевой, в контакте находится половина тел качения и сила, действующая на наиболее нагруженный ролик, хорошо описывается через приближение Штрибека [3] и составляет  $\frac{1}{4.37} \dots \frac{1}{5.0}$  от приложенной радиальной нагрузки. Однако часто распределение радиальных усилий в подшипнике оказывается значительно более сложным, и его точное определение оказывается критически важным для достоверной оценки долговечности.

Рассмотрим подшипник с  $Z$  роликами как элемент с двумя узлами  $A$  и  $B$ , которые помещены в центрах внутреннего и наружного колец соответственно (см. рис. 2а). Узел  $B$ , связанный с наружным кольцом, примем неподвижным и объявим в нем декартову систему координат  $x, y, z$ . Под действием внешней силы  $F_y$  и момента  $M_x$  внутреннее кольцо совершает малые перемещения  $u_y$  и поворот  $\gamma_x$ . Для  $j$ -го ролика введем локальную систему координат  $r, n, z$ , в которой смещение и поворот внутреннего кольца окажутся записаны в виде

$$u_{rj} = u_y \cos \psi_j, \quad (2a)$$

$$\gamma_{nj} = \arctan(\tan \gamma_x \cos \psi_j). \quad (2б)$$



**Рис. 2.** Схема подшипника и деформированное состояние ролика: (а) — схема нагружения и степени свободы подшипника, (б) — слайсовая модель и деформированное состояние ролика

В локальной системе координат ролик  $j$  имеет 2 степени свободы: перемещение  $v_{rj}$  и поворот  $\varphi_j$ . Положение тела качения в деформированном состоянии показано на рисунке 2б, и его поджатия по отношению ко внутреннему и наружному кольцам записываются в виде

$$\delta_{ij} = -\frac{g}{4} - v_{rj} - w_{ij} \quad \text{и} \quad \delta_{ej} = -\frac{g}{4} - u_{rj} + v_{rj} - w_{ej}, \quad (3)$$

где  $g$  — рабочий диаметральный зазор, а  $w_{ij}$  и  $w_{ej}$  — радиальные деформации каждого из колец, которые также стоит учесть [5], особенно если подшипник работает с внутренним натягом.

Тело качения может иметь нецилиндрическую образующую, поэтому воспроизведем его профиль с помощью так называемой слайсовой модели [6] (см. рис. 2б), разбив на  $n_s$  сегментов шириной  $h_k$ . Так как отдельный  $k$ -й слайс является цилиндром, то для него упругое взаимодействие можно принять Герцевским, а значит, контактное усилие, действующее на слайс и поверхность сегмента дорожки качения, описывается следующим степенным законом [7]:

$$q_{ajk} = C_a h_k \delta_{ajk}^n, \quad (4)$$

где индекс  $a = \{e, i\}$  является признаком внешнего или внутреннего кольца,  $\delta_{ajk}$  — величина проникновения слайса в дорожку качения, а  $C_a$  — коэффициент контактной жесткости, который в случае изготовления роликов и колец из идентичного материала с модулем Юнга  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\mu$  можно принять равным [8]

$$C_a = \frac{\pi EL}{(1 - \mu^2)(7.358L)^{\frac{10}{9}}}. \quad (5)$$

Для известного положения ролика поджатия  $k$ -го слайса вычисляются как:

$$\delta_{ij k} = \delta_{ij} - R_b + b_k - \varphi_j s_k, \quad (6a)$$

$$\delta_{ej k} = \delta_{ej} - R_b + b_k + (\varphi_j - \gamma_{nj}) s_k. \quad (6б)$$

С учетом сил инерции равновесие отдельного ролика можно записать в виде:

$$Q_{ij} - Q_{ej} + F_{cj} = 0, \quad (7a)$$

$$M_{ij} - M_{ej} = 0, \quad (7б)$$

где

$$Q_{aj} = \sum_{k=1}^{n_s} C_a \delta_{ajk}^n h_k, \quad (8a)$$

$$M_{aj} = \sum_{k=1}^{n_s} C_a \delta_{ajk}^n h_k s_k, \quad (8б)$$

$$F_{cj} = m\omega_c^2 (R_p + v_{ij}), \quad (8в)$$

здесь  $m$  — масса ролика,  $\omega_c$  — его скорость вращения вокруг оси вала подшипника, а  $R_p$  — радиус вращения. Решая нелинейную систему уравнений, удастся определить для каждого тела качения неизвестные  $v_{ij}$  и  $\varphi_j$  для заданных  $u_{ij}$  и  $\gamma_{nj}$  и перейти к поиску равновесия всего подшипника, характеризуемого системой

$$F_y - \sum_{j=1}^Z \cos \psi_j Q_{ij} = 0, \quad (9a)$$

$$M_x - \sum_{j=1}^Z \cos \psi_j M_{y_j} = 0. \quad (96)$$

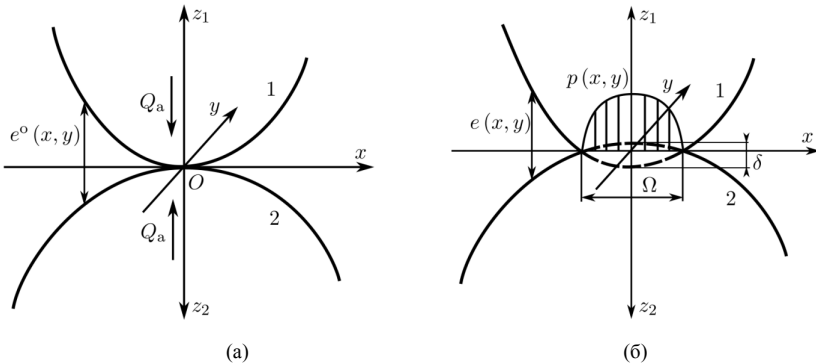
Когда равновесие всего подшипника определено, картина распределения радиальных усилий, действующих на внешнее и внутреннее кольца, оказывается восстановленной.

### 3. Определение контактных давлений

Для  $j$ -го тела качения требуется определить поля контактных давлений, возникающих на каждой из дорожек качения от действия радиальной силы  $Q_{aj}$  с учетом возможного перекоса  $\varphi_j$ . В основе подхода лежит аналитическое решение Буссинеска для полупространства [9], нагруженного сосредоточенной силой. Согласно ему, для системы координат  $x, y$ , заданной, как показано на рисунке 3а, нормальное перемещение  $w$  в точке поверхности с координатами  $(x, y)$  от действия контактного давления  $p(x', y')$  по площадке контакта  $\Omega$  будет составлять

$$w(x, y) = \frac{1-\nu}{2\pi G} \iint_{\Omega} \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy'. \quad (10)$$

При численном решении зона контакта  $\Omega$  разбивается на конечные прямоугольники, внутри каждого из которых контактное давление принимается постоянным.



**Рис. 3.** Контакт упругих тел: (а) — исходное состояние, (б) — деформированное состояние

Если расстояние между двумя поверхностями в исходном положении описывается функцией  $e^o(x, y)$ , то в деформированном будет вид (см. рис. 3б)

$$e(x, y) = f(x, y) + e(x, y) - \delta, \quad (11)$$

где  $\delta$  характеризует величину взаимного проникновения двух тел, причем в соответствии с условием контакта

$$\begin{aligned} p(x, y) &\geq 0, \quad e(x, y) = 0 \quad \forall (x, y) \in \Omega \\ p(x, y) &= 0, \quad e(x, y) \geq 0 \quad \forall (x, y) \notin \Omega. \end{aligned} \quad (12)$$

Для решения интегрального уравнения (11), неизвестными которого являются  $p(x, y)$ ,  $\delta$  и  $\Omega$  также требуется записать уравнение равновесия

$$\iint_{\Omega} p(x', y') dx' dy' = Q_a. \quad (13)$$

На геометрию тел не накладывается никаких специальных ограничений, однако мы остановимся на гладких поверхностях, заданных парой радиусов кривизн, а значит

$$e^o(x, y) = \left( \frac{1}{2R_{1x}} + \frac{1}{2R_{2x}} \right) x^2 + \left( \frac{1}{2R_{1y}} + \frac{1}{2R_{2y}} \right) y^2. \quad (14)$$

Перекося ролика  $\varphi_j$  может быть введен в расчет достаточно легко путем модификации уравнения соответствующей поверхности в функции (14), например, с помощью матрицы поворота.

#### 4. Определение базовой долговечности

В случае радиального однорядного подшипника с углом контакта  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  в соответствии с технической справкой ISO 1281-1 [10] базовые динамические грузоподъемности для внутреннего и внешнего колец подшипника определяются как:

$$Q_{ca} = \frac{C_r}{0.31374Z} \left( 1 + \left( 1.038 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right)^{\frac{9}{2}} \right)^{\frac{2}{9}}, \quad (15)$$

где  $\gamma = \frac{R_b}{R_p}$  и знак «+» относится к внутреннему кольцу ( $a = i$ ), а «-» — к наружному ( $a = e$ ). Соответственно, параметр динамической грузоподъемности для слайса определяется следующим образом:

$$q_{cak} = Q_{ca} \left( \frac{1}{n_s} \right)^{\frac{7}{9}}. \quad (16)$$

Для каждого слайса необходимо вычислить значение так называемой функции концентрации, которая характеризует интенсивность возникающих контактных напряжений по отношению к действующей на тело качения погонной нагрузке:

$$f_{ijk} = \frac{1}{q_{ijk}} \left( \left( \frac{P_{ijk}}{271} \right)^2 2R_b (1 \mp \gamma) \frac{L}{n_s} \right), \quad (17)$$

где знак «-» выбирается для  $a=i$ , а «+» — для индекса  $a=e$ . С учетом (17) запишем эквивалентные динамические нагрузки, действующие со стороны каждого из колец на  $k$ -й слайс одного ролика при прохождении им всех  $Z$  положений:

$$q_{dak} = \left( \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_{ijk} q_{ijk})^w \right)^{\frac{1}{w}}. \quad (18)$$

Здесь показатель степени  $w=4$  для вращающегося кольца и  $w=4.5$  для неподвижного. Наконец, базовая долговечность для радиального роликового подшипника в таком случае вычисляется как

$$L_{10} = \left( \sum_{k=1}^{n_s} \left( \left( \frac{q_{cik}}{q_{dik}} \right)^{-\frac{9}{2}} + \left( \frac{q_{cek}}{q_{dek}} \right)^{-\frac{9}{2}} \right) \right)^{-\frac{8}{9}} \quad (19)$$

### 5. Пример оценки долговечности подшипника

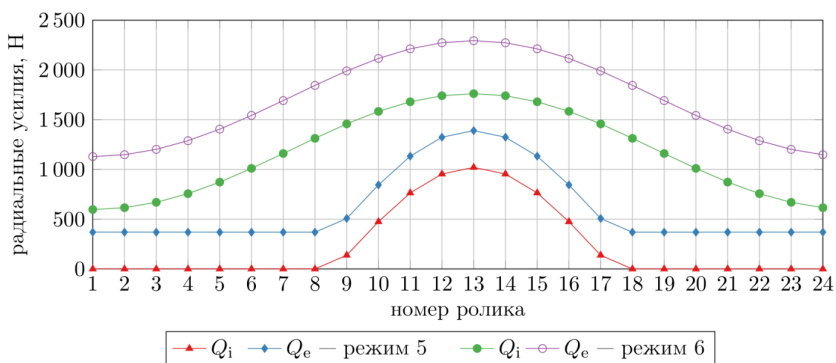
Рассмотрим радиальный роликовый подшипник качения с  $R_p = 75$  мм,  $R_b = 7,5$  мм,  $L = 16$  мм,  $Z = 24$ , имеющий базовую динамическую грузоподъемность  $C_r = 159000$  Н. Ролик профилированный, кривизна его образующей  $R_{\chi l} = 5000$  мм. Материал — сталь, модуль Юнга  $E = 2 \cdot 10^{11}$  МПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ , плотность  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>. Зададим также толщины колец  $H_i = 13$  мм и  $H_e = 14$  мм и их ширину  $B = 30$  мм — данные параметры необходимы для проведения расчета с учетом их деформации [5]. Параметр кривой усталости  $p = \frac{10}{3}$ .

**Таблица 1. Режимы работы подшипника, параметры расчета и оценка долговечности**

Режим работы	1	2	3	4	5	6
Кривизна профиля $R_{\chi l}$ , мм	$\infty$	$\infty$	5 000	5 000	5 000	5 000
Учет деформации колец	нет	нет	нет	нет	да	да
Частота вращения $\omega$ , об/мин	0	10 000	10 000	12 000	10 000	12 000
Радиальная сила $F_y$ , Н	5 000	5 000	5 000	7 000	5 000	7 000
Рабочий зазор $g$ , мкм	0	0	10	-40	10	-40
Долговечность $L_{10}$ по (1), млн об.	101 920	101 920	101 920	33 208	101 920	33 208
Долговечность $L_{10}$ по (19), млн об.	78 794	30 479	22 237	83	26 339	2 176

Таблица 1 показывает параметры проводимых расчетов и соответствующие оценки базовой долговечности подшипника по предложенной методике и по общепринятой формуле (1). Для начала проведем расчет с нулевым рабочим зазором, с жесткими кольцами, без учета инерции вращения тел качения и без профилирования ролика (режим 1). Именно такие условия являются необходимыми для допустимости применения стандартной методики ISO 281:2007. Как видно в таблице 1, величины базовых долговечностей, определенные двумя способами, достаточно близки. В то же время инерция вращения внутреннего кольца и, как следствие, тел качения (режим 2) будет перераспределять радиальные усилия между дорожками качения, и предлагаемый подход эффективно учитывает этот факт, в отличие от классического расчета.

Оценим теперь долговечность для двух режимов работы с профилированным роликом. Расчеты проведем с жесткими (режимы 3 и 4) и деформируемыми (режимы 5 и 6) кольцами. Из таблицы 1 видно, что внутренний натяг значительно снижает долговечность подшипника. Кроме того, учет деформации колец оказывается критически важным для такого случая работы подшипника: модель с жесткими кольцами существенно недооценивает долговечность подшипника при его работе с отрицательным внутренним зазором, даже несмотря на ее общее снижение. Также отметим, что для таких сложных случаев нагружения, какие заданы параметрами режимов 5 и 6, стандартный подход существенно переоценивает базовую долговечность подшипника, особенно при его работе с натягом (более чем в 10 раз; для режима работы с зазором — в 4 раза). На рисунке 4 показаны распределения радиальных усилий для данных режимов работы.



**Рис. 4.** Радиальные силы, действующие на тела качения для режимов работы подшипника



Хоть данный подшипник и является абстрактным численным примером, но наш опыт показывает, что и на реальном авиационном подшипнике предлагаемый подход предоставляет оценки долговечности, хорошо согласующиеся с данными фирмы-производителя, в то время как классическая зависимость (1) дает значительную ошибку, порядок которой примерно соответствует расхождениям из таблицы 1.

## 6. Выводы

Предложенная в статье методика существенно уточняет оценку базовой долговечности для роликового подшипника качения, принимая во внимание рабочий зазор на конкретном режиме работы, перекос и деформации колец, профиль тел качения и величины действующих на них сил инерции. Данные факторы являются принципиально важными при анализе крупногабаритных авиационных подшипников, долговечность которых, получаемая традиционными способами, в большинстве случаев оказывается существенно переоцененной. Значения долговечности, посчитанные с использованием представленного подхода, хорошо согласуются с данными фирмы — изготовителя подшипников, обладающих авторскими, закрытыми алгоритмами для решения данной задачи.

## Литература

1. ISO 281:2007. Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. — 2007.
2. *Lundberg G., Palmgren A.* Dynamic Capacity of Rolling Bearings // Acta Polytechnica. Mechanical Engineering Series. — 1947. Т. 1, № 3.
3. *Oswald F. B., Zaretsky E. V., Poplawski J. V.* Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings : тех. отч. / National Aeronautics and Space Administration — 2012.
4. ISO 16281:2008. Rolling bearings — Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings. — 2008.
5. *Ivannikov V. V., Leontiev M. K., Degtyarev S. A.* Radial roller bearings with flexible rings: application to rotor dynamics and extension to multibody simulations // 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC17). — Maui, Hawaii, USA: 16–21 December 2017.
6. *De Mul J. M., Vree J. M., Maas D. A.* Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction — Part II: Application to Roller Bearings and Experimental Verification // Journal of Tribology. — 1989. Т. 111, № 1. — С. 149–154.
7. *Palmgren A.* Ball and roller bearing engineering. — 1959.
8. *Andréason S.* Load distribution in a taper roller bearing arrangement considering misalignment // Tribology. — 1973. Т. 6, № 3. — С. 84–92.
9. *De Mul J. M., Kalker J. J., Fredriksson B.* The Contact Between Arbitrarily Curved Bodies of Finite Dimensions // Journal of Tribology. — 1986. Январь, Т. 108, № 1. — С. 140–148.
10. ISO/TR 1281-1. Rolling bearings — Explanatory notes on ISO 281 — Part 1: Basic dynamic load rating and basic rating life. — 2008.

*А. В. Давыдов<sup>1</sup>, С. А. Дегтярев<sup>1</sup>, М. Н. Кутаков<sup>1</sup>, М. К. Леонтьев<sup>2</sup>,  
В. Ю. Мясников<sup>3</sup>, Д. В. Шадрин<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> ООО «Альфа-Транзит»

<sup>2</sup> Московский авиационный институт (МАИ)

<sup>3</sup> Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ)

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРТИКАЛЬНОГО РОТОРА С ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ ДЕМПФЕРАМИ**

**Аннотация.** Объектом исследования является демпферный узел, входящий в состав вертикального испытательного стенда для циклических испытаний на прочность дисков компрессоров и турбин. Целью работ является расчетное исследование динамических характеристик масляного демпфера для испытаний узлов перспективных ГТД.

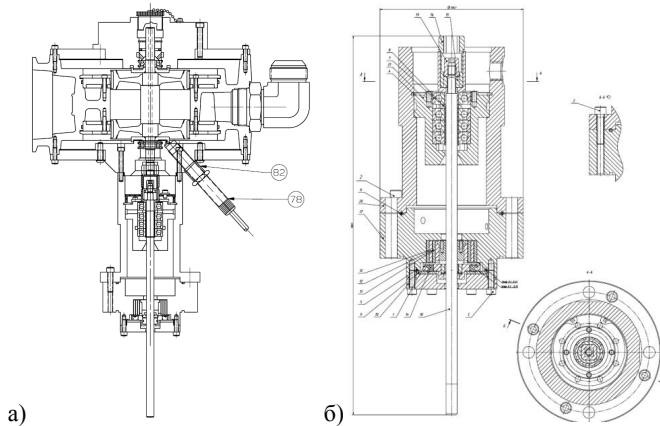
Выявлены основные характеристики и особенности работы масляного демпфера и демпферного узла испытательного стенда в целом. Эффективность демпфирования такого типа демпферного узла снижена по сравнению с обычным нецентрированным демпфером с одной масляной пленкой. Однако такая конфигурация масляных пленок позволяет компенсировать потерю устойчивости ротора в цилиндрическом подшипнике скольжения на высоких оборотах ротора.

### **Введение**

Исследуемая конструкция демпферного узла с последовательно расположенными цилиндрическим подшипником скольжения и тремя демпферными кольцами встречается крайне редко и плохо изучена. Кроме того, сам ротор расположен вертикально, что вносит определенные особенности в работу узла. С другой стороны, отдельные аналитические модели цилиндрического подшипника скольжения и нецентрированных демпферов, полученных из уравнений Рейнольдса [1], хорошо изучены и широко применяются при анализе роторных машин [2–4]. Интерес представляет изучение эффектов, проявляющихся при таком сочетании подшипника и демпферов.

### **Основная часть**

Объектом исследования является демпферный узел, входящий в состав приводной турбины вертикального разгонного стенда, предназначенного для проведения разгонных и циклических испытаний роторов турбомашин. Турбина обеспечивает раскрутку объектов испытаний до максимальной частоты 60 000 об/мин. Частота вращения рассматриваемого в настоящей работе объекта не превышает 54 000 об/мин. Общий вид турбины со шпинделем без изделия представлен на рисунке 1 а.



**Рис. 1.** Эскиз приводной турбины разгонного стенда:  
а) общий вид; б) исследуемая часть

Приводная турбина состоит из двух независимых узлов. Приводной узел представляет собой два турбинных колеса, установленных зеркально на общем валу. Подобная конструкция обеспечивает возможность быстрого разгона и торможения объекта при проведении циклических испытаний.

Объект испытаний закрепляется на шпинделе при помощи соединения с натягом через специальную оправку, после чего шпиндель закрепляется в опорном узле стенда, показанном на рисунке 1 б. В верхней части опорного узла установлена обойма с четырьмя шпindelными радиально-упорными шарикоподшипниками с установленной специальной втулкой, в которую с минимальным радиальным зазором устанавливается шпиндель. В осевом направлении шпиндель фиксируется при помощи специальной гайки. Подшипники качения имеют радиальные зазоры, которые будут определять как радиальную, так и моментную жесткости этой опоры. Передача крутящего момента от приводного узла на шпиндель обеспечивается через упомянутую выше втулку, с которой соединяется конец вала приводного узла. В нижней части опорного узла в отдельном корпусе установлен демпферный узел, обеспечивающий демпфирование колебаний шпинделя с объектом.

При исследовании поведения демпферного узла приводной узел в модель не включался.

Модель роторной системы создавалась и исследовалась в программной системе DYNAMICS R4 [3] (рис. 2).

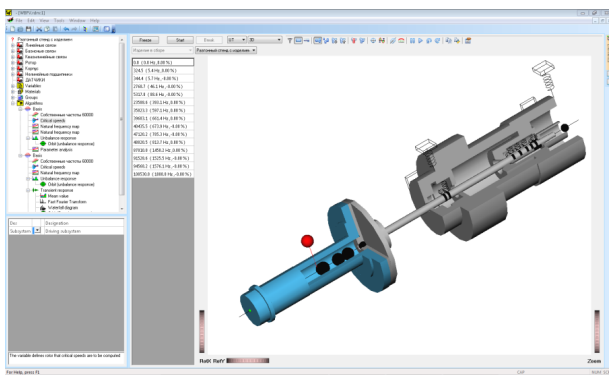


Рис. 2. Окно программной системы DYNAMICS R4

Модель (рис. 3) состоит из связанных между собой подсистем: «Изделие», «Шпиндель», «Втулка», «Корпус подшипников», «Корпус объединенный». Подсистема «Корпус объединенный» и модель в целом жестко фиксируются в двух местах (связи «Заделка»). Все болтовые и другие соединения приняты жесткими (связи «Жстк. связь»). Связи «Подшипники» имеют расчетные радиальные коэффициенты жесткости. Демпфер моделируется отдельной сборкой, состав которой будет описан ниже.

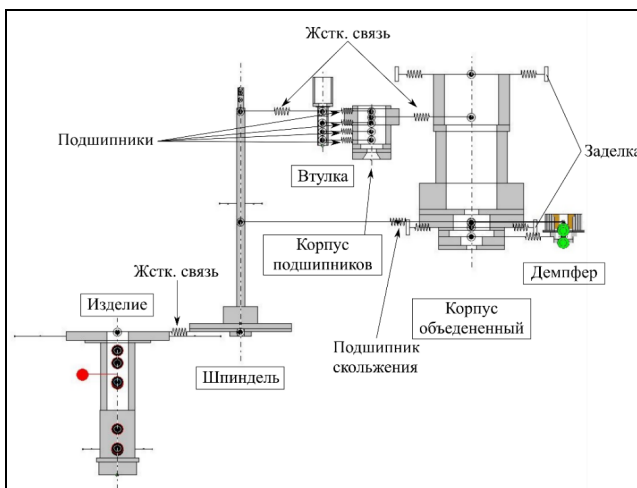
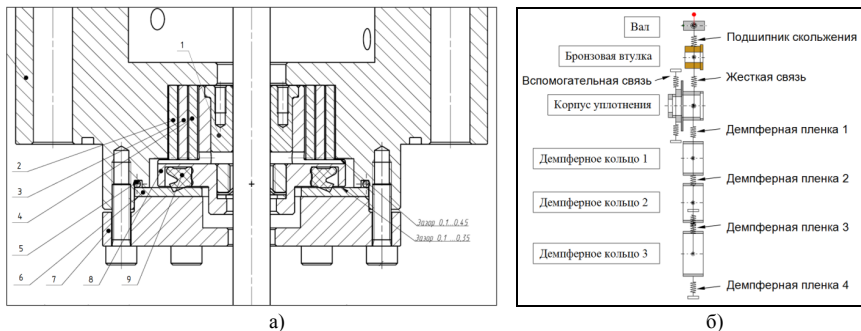


Рис. 3. Схема модели роторной системы

В ходе работ была произведена идентификация модели по массово-инерционным параметрам элементов конструкции. Жесткость подшипников рассчитана с применением 2-степенной нелинейной модели шарикоподшипника [6], реализованной в DYNAMICS R4.

Демпферный узел разгонного стенда представляет собой сложную конструкцию (рис. 4 а), состоящую из бронзовой втулки 1, которая жестко устанавливается в корпус уплотнения 8, демпферных колец 2,3,4, расположенных между нижним корпусом демпфера и корпусом уплотнения 8. Вытеканию масла препятствует кольцо уплотнительное 9 с изнашиваемым диском 6 и уплотнение на валу.



**Рис. 4.** Демпферное устройство:

а) продольный разрез, б) схема модели в Dynamics R4

Модель демпферного устройства была построена с использованием элементов «Демпфер» и «Подшипник скольжения» библиотеки нелинейных элементов программы DYNAMICS R4. Данные элементы реализуют аналитические уравнения для вычисления опорных реакций подшипников скольжения и демпферов при следующих допущениях:

- жидкость несжимаема;
- вязкость жидкости постоянна во всем объеме;
- инерция жидкости не учитывается;
- эффекты турбулентности не учитываются;
- угловые перекосы вала и корпуса подшипника не учитываются;
- подшипник/демпфер бесконечно длинный/короткий;
- зона кавитации составляет  $\pi$  радиан либо отсутствует.

Однако в данной конструкции демпферные пленки имеют сложные граничные условия — подвод масла через каналы под давлением и слив масла через щель. Поэтому для настройки элементов были проведены предварительные расчеты опорных реакций в демпферных пленках путем численного решения уравнения Рейнольдса в двухмерной постановке с учетом граничных условий для дискретного

набора частот вращения и эксцентриситетов. Полученные результаты показали, что для всех демпферных пленок и подшипника скольжения следует применять конфигурацию «длинный» « $\pi$  — пленка». Конфигурация параметров элементов «демпер» и «подшипник скольжения», принятая в расчетах, сведена в таблицу 2.

Таблица 2.

**Конфигурация параметров элементов «демпер» и «подшипник скольжения»**

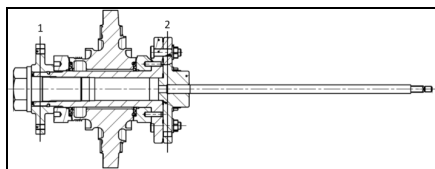
Параметр	Подшипник скольжения	Демпферная пленка № 1	Демпферная пленка № 2	Демпферная пленка № 3	Демпферная пленка № 4
Радиус R, мм	4,75	13,5	16,1	18,65	21,2
Длина L, мм	16	19	19	19	19
Радиальный зазор с, мм	0,03125	0,36	0,3	0,3	0,255
Динамическая вязкость масла $\mu$ , Па*с	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
Тип	«Длинный»	«Длинный»	«Длинный»	«Длинный»	«Длинный»
Пленка	« $\pi$ — пленка»	« $\pi$ — пленка»	« $\pi$ — пленка»	« $\pi$ — пленка»	« $\pi$ — пленка»

Для анализа роторной системы с демпферным узлом в линейной постановке и расчета критических частот вращения необходимо определить линеаризованные коэффициенты жесткости и демпфирования для нелинейных элементов роторной системы: подшипника скольжения и демпферных пленок как функции частоты вращения ротора.

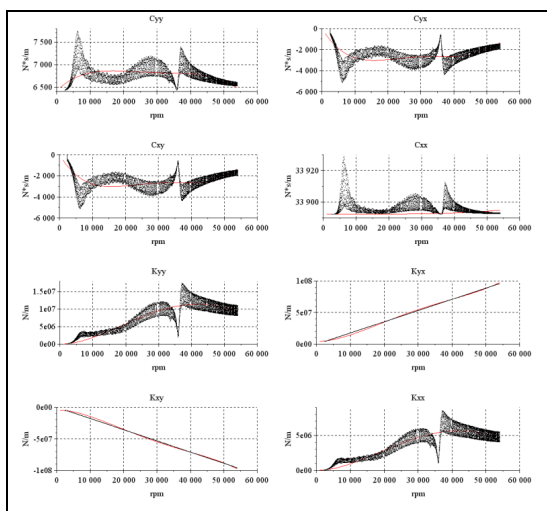
Вместе с тем коэффициенты жесткости и демпфирования зависят от эксцентриситетов вала и колец демпфера, а также скорости их прецессионного движения. В исследуемой роторной системе статические силы отсутствуют (ротор расположен вертикально), а учитывая то, что демпфер состоит из нескольких колец, определить эксцентриситеты и скорости прецессии колец по отдельности не представляется возможным. Необходимо провести расчет колебаний всей модели роторной системы, включающей все демпферные кольца и подшипник в нелинейной нестационарной постановке. Во время этого расчета коэффициенты жесткости и демпфирования нелинейных масляных пленок вычисляются путем численного дифференцирования в окрестности каждой расчетной точки.

Необходимость такой линеаризации продиктована сложностью точного определения в нестационарном расчете полного состава критических частот и форм колебаний роторной системы из-за присутствия значительного демпфирования и нелинейных эффектов. Поэтому принято решение получить коэффициенты демпфирования демпферного узла на нелинейной модели роторной системы в численном эксперименте по моделированию разгона ротора от 0 до 54 000 об/мин, используя циклограмму реального эксперимента.

В этом расчете в качестве единственного источника нагрузки выступает неуравновешенность (дисбаланс) изделия. В расчетах рассматривается два варианта дисбалансов. Первый — остаточные дисбалансы установлены в плоскостях коррекции 1 и 2 (рис. 5). Второй — установлен один дисбаланс, соответствующий главному вектору дисбалансов в центре тяжести изделия.



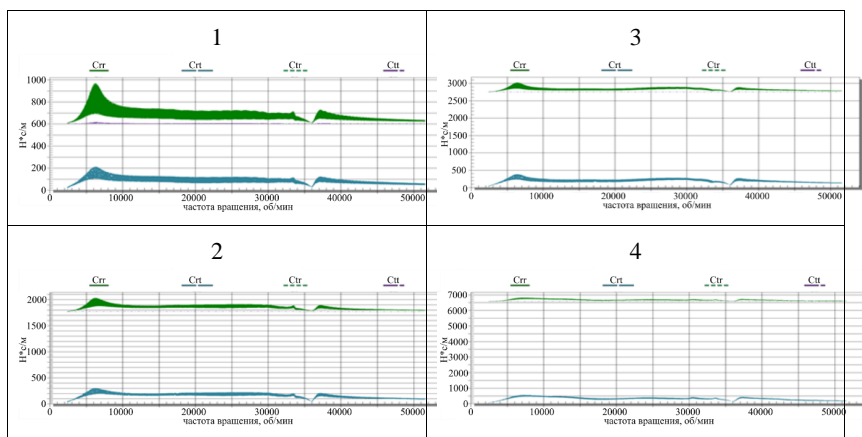
**Рис. 5.** Плоскости коррекции



**Рис. 6.** Коэффициенты жесткости и демпфирования подшипника скольжения.  
Красная линия — кривая аппроксимации четвертого порядка методом наименьших квадратов

DYNAMICS R4 предоставляет в качестве выходных данных расчета нелинейных элементов мгновенные значения жесткости и демпфирования в системе координат  $\mathbf{r}, \mathbf{t}$ , связанной с прецессионным движением внутреннего узла связи. Так как в роторной системе внешней нагрузкой является только неуравновешенная сила от дисбаланса, то можно предположить, что ротор и кольца демпфера

будут совершать круговое прецессионное движение вокруг геометрического центра корпуса. Таким образом, один раз за оборот система координат  $r, t$  будет совпадать с глобальной системой координат  $x, y$ . Поэтому рассчитанные от этих коэффициентов значения критических частот представляют собой мгновенные значения этих частот. В случае если коэффициенты жесткости и демпфирования в координатах  $r, t$  меняются незначительно за один оборот, то и значения критических частот на этой частоте вращения будут также незначительно меняться. Полученные мгновенные значения коэффициентов жесткости и демпфирования для подшипника скольжения были аппроксимированы кривой четвертого порядка по методу наименьших квадратов (рис. 6). Коэффициенты демпфирования в демпферных пленках изменялись в достаточно узких пределах и в итоге были приняты постоянными по скорости вращения (рис. 7). Итоговые зависимости линеаризованных коэффициентов жесткости и демпфирования от частоты вращения были использованы при расчете критических скоростей вращения роторной системы. Результаты расчета представлены в таблице 3. Стоит отметить, что в таблице 3 в процентах представлено относительное демпфирование для каждой критической формы колебаний.

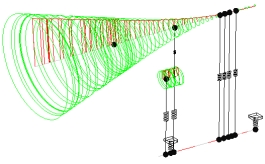
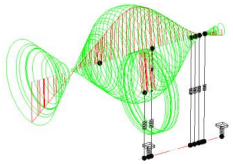
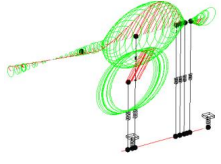
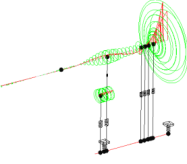
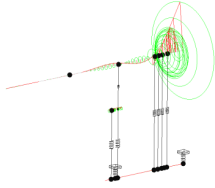


**Рис.7.** Коэффициенты жесткости и демпфирования демпферных пленок 1–4

Важно отметить, что полученные критические частоты, равно как и коэффициенты жесткости и демпфирования, соответствуют конкретному заданному значению внешних нагрузок и параметров демпферного узла: параметры масла, наличие кавитации, характер течения.



## Критические частоты вращения

<p>266,2 (4,4 Гц, 4,81 %)</p> 	<p>5 036,8 (83,9 Гц, 16,09 %)</p> 
<p>22830,6 (380,5 Гц, 33,36 %)</p> 	<p>36 536,4 (608,9 Гц, 1,01 %)</p> 
<p>78 777,4 (1 313,0 Гц, 0,03 %)</p> 	

Демпфирование в отдельных пленках незначительно влияют на суммарное демпфирование всего узла. Это можно проследить, воспользовавшись формулой расчета последовательно соединенных связей. Например, суммарное демпфирование  $C_{1+2}$  двух последовательно соединенных связей  $C_1$  и  $C_2$  определяется как

$$C_{1+2} = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2}. \quad (1)$$

С учетом этого соотношения, а также положения дисбалансов ротора и их величины для последовательно соединенных четырех демпферных пленок был получен весь набор суммарных коэффициентов демпфирования, таблица 4.

## Значения суммарных коэффициентов демпфирования

Коэффициент демпфирования, Нс/м	Первый вариант дисбаланса	Второй вариант дисбаланса
$zC_{xx}$	366	368
$C_{xy}$	0	0
$C_{yx}$	44	77
$C_{yy}$	404	449

Вариант конструкции демпферного узла с несколькими пленками приводит к уменьшению его демпфирующей способности. Однако такая конструкция позволяет контролировать вибрации при потере устойчивости ротора в цилиндрическом подшипнике скольжения вследствие наличия автоколебаний.

Причины возникновения потери устойчивости в подшипнике скольжения достаточно подробно описаны в [7]. Для определения факторов, влияющих на величину вибраций вследствие потери устойчивости, воспользуемся энергетическим подходом. Обратимся к рассмотрению круговой прецессии вала в подшипнике скольжения вблизи геометрического центра подшипника (рис. 8).

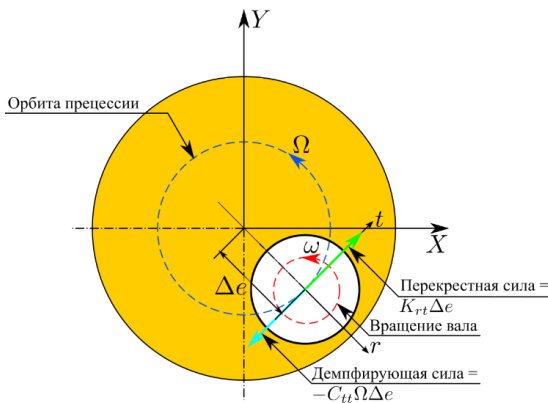


Рис.8. Прецессионное движение вала в подшипнике скольжения

Запишем выражение для работы, совершаемой гидродинамическими силами, возникающими в подшипнике скольжения за полный период колебаний  $T = 2\pi / \Omega$ , принимая, что подшипник является «длинным», а зона кавитации смазки составляет  $\pi$ -радиан:

$$E = \iint (F_t \Omega \Delta e) dt = -(C_a \Omega - K_a) \Omega \Delta e^2 T = -(2\pi \Delta e^2) (C_a \Omega - K_a) = -2Area_{обл} C_{eq} \Omega \quad (2)$$

$$C_{eq} = C_n \left( 1 - \frac{1}{2} \frac{\omega}{\Omega} \right), \quad (3)$$

где  $C_n$  — коэффициент демпфирования,  $K_n$  — перекрестный коэффициент жесткости,  $\Omega$  — частота колебаний ротора,  $\omega$  — частота вращения ротора,  $C_{eq}$  — эквивалентное демпфирование,  $\Delta e$  — радиус орбиты круговой прецессии.

Отсюда следует, что когда  $C_{eq} > 0$ , то  $E < 0$ , что соответствует отрицательной работе, т. е. энергия удаляется из роторной системы (происходит диссипация энергии) и система остается стабильной. В том случае, когда  $C_{eq} < 0$ , работа становится положительной и энергия подкачивается в систему на каждом новом цикле колебаний, система становится нестабильной.

Из полученного выражения для величины работы гидродинамических сил можно выявить факторы, влияющие на величину вибраций при потере устойчивости. Это величина эквивалентного демпфирования  $C_{eq}$ , площадь орбиты — определяется эксцентриситетом  $\Delta e$ , частота прецессии (равна частоте собственных колебаний). Таким образом, эффективно снижать уровень вибрации при потере устойчивости возможно уменьшением площади орбиты, т. е. снижением  $\Delta e$ .

Одним из способов снижения вибраций при потере устойчивости является введение дополнительных демпферных колец. Это решение позволяет, во-первых, уменьшить  $\Delta e$ , так как теперь вал прецессирует вместе с демпферным кольцом и их взаимные перемещения уменьшаются. Во-вторых, гидродинамические силы подкачивают энергию не только в колебательную систему вала, но и в колебательную систему демпферного кольца, где происходит диссипация части механической энергии во внешней демпферной пленке. При этом нельзя допускать, чтобы силы сопротивления во внешней демпферной пленке оказались слишком большими. В этом случае демпферное кольцо вырождается в жесткий корпус, и конструкция теряет свои преимущества. Чтобы избежать этого, в конструкцию добавляют еще несколько демпферных колец, число которых зависит от эффективности рассеивания энергии в каждой пленке и от максимальных допустимых амплитуд вынужденных колебаний.

### Заключение

Анализ рассчитанных коэффициентов жесткости и демпфирования демпферного узла показал, что значения демпфирования в пленках остаются практически постоянными во всем диапазоне оборотов ротора. Перекрестные значения коэффициентов демпфирования малы по сравнению с диагональными значениями, а значения самих диагональных коэффициентов очень близки друг к другу. Это свидетельствует о минимальной ортотропии свойств пленок.

Эффективность демпферного узла снижена по сравнению с обычным нецентрированным демпфером с одной масляной пленкой. Однако такая конфигурация

масляных пленок позволяет компенсировать потерю устойчивости в цилиндрическом подшипнике скольжения на высоких оборотах ротора.

### Литература

1. *Szeri A. Z.* Fluid film lubrication. — 2<sup>nd</sup> ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. — 547 p.
2. *Vance J. M.* Rotordynamics of turbomachinery. — A Willey-Interscience publication, 1988. — P. 388. — ISBN 0-471-80258-1.
3. *Кутаков М. Н., Дегтярев С. А., Леонтьев М. К.* Математические модели гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. — С. 115–128.
4. *Леонтьев М. К., Кутаков М. Н.* Выбор моделей гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 3. — С. 81–93.
5. Программа Dynamics R4 для анализа вращающихся машин [Электронный ресурс]. — URL: <http://www.rotordynamics.ru/soft.shtml>. — Заглавие с экрана — (дата обращения 17.09.2017).
6. *Леонтьев М. К., Карасев В. А., Потапова О. Ю., Дегтярев С. А.* Динамика ротора в подшипниках качения // Научно-технический и производственный журнал «Вибрация машин: измерение, снижение, защита». — ISSN 1816-1219. — 2006. № 4 (7). — С. 40–45.
7. *San Andrés L.* Modern Lubrication Theory. Notes 5: Dynamics of a rigid rotor — fluid film bearing system — Texas A&M University Digital Libraries, 2010. — P. 20 [Электронный ресурс]. — URL: <http://repository.tamu.edu/handle/1969.1/93197> (visited on 05.08.2017).

*Р. В. Храмин, Н. В. Кикоть, М. Н. Буров, М. В. Лебедев*

ПАО «ОДК-Сатурн», Рыбинск  
nikolay.kikot@npo-saturn.ru

## **ОПОРЫ ГТД С БЕСЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМОЙ СМАЗКИ С МЕРОПРИЯТИЯМИ ПО ПОВЫШЕНИЮ РЕСУРСА И НАДЕЖНОСТИ**

**Аннотация.** В статье представлены варианты конструктивного исполнения опор газотурбинных двигателей с бесциркуляционной системой смазки. Это радиально-упорные опоры с консистентной смазкой и радиальная опора с лепестковым газодинамическим подшипником. Также представлены компоновочные решения с мероприятиями для повышения ресурса и надежности.

### **Введение**

Одной из критичных задач, которую необходимо решить ПАО «ОДК-Сатурн», являются подшипниковые опоры ГТД, работоспособные с бесциркуляционной системой смазки.

Конструкция исследуемого ГТД имеет шариковый подшипник с консистентной смазкой в опоре компрессора и роликовый в опоре турбины с охлаждением подшипников воздухом.

Предлагается несколько конструктивных решений для передней опоры и одно для задней опоры ГТД с целью повышения их ресурса и надежности работы.

### **Основная часть**

В существующей опоре компрессора смазка закладывается при сборке и забрасывается на рабочие поверхности подшипника по конической поверхности сепаратора за счет центробежных сил, возникающих от вращения сепаратора. Основным недостатком такой опоры является то, что консистентная смазка, сообщенная с полостью охлаждения, не участвует в работе подшипника при низких температурах. Со временем наработки ГТД смазка, находящаяся в контактах тел качения с кольцами и сепаратором, не обновляется и теряет свои свойства, что снижает эффективность смазывания и ограничивает ресурс опоры.

Первое конструктивное решение заключается в том, что используются резервуары со смазкой с изменяемыми объемами, расположенные в корпусах опоры. Принудительная подача смазки из резервуаров на тела качения происходит за счет смещения втулок, на которых расположены крыльчатки, которые создают осевые силы от вращения крыльчаток, расположенных по обе стороны от под-

шипника (рис. 1, 2). При этом смещению втулок препятствуют пружины. Охлаждение опоры улучшается за счет напора, создаваемого крыльчатками.

Время начала подачи смазки определяется пружинами, усилие которых меньше сил, создаваемых крыльчатками на рабочих режимах двигателя.

Спроектирована крыльчатка, обеспечивающая осевое усилие на рабочих частотах вращения. Выбрана плоская пружина с расчетным усилием и величиной сжатия, обеспечивающая перемещение графитовых колец.

Второе техническое решение заключается в том, что в роторе используется резервуар со смазкой с изменяемым объемом. При вращении ротора начинается принудительная подача смазки из резервуара в масляную полость (на тела качения подшипника) за счет перемещения поршня под действием пружин (рис. 3, 4). Скорость подачи смазки настраивается подбором пар трения с необходимой скоростью износа в зависимости от условий работы двигателя. Для исключения загрязнения смазки в порционере предусмотрены полости для размещения продуктов износа истираемой пары. Отработанная смазка из подшипника под действием центробежных сил выдавливается в специальные резервуары. Остаток смазки в порционере в собранном двигателе контролируется по перемещению торца поршня.

Воздушные каналы охлаждения внутреннего кольца подшипника пространственно разнесены с масляными каналами, так как выполнены под разными углами в плоскостях, перпендикулярных оси вращения ротора.

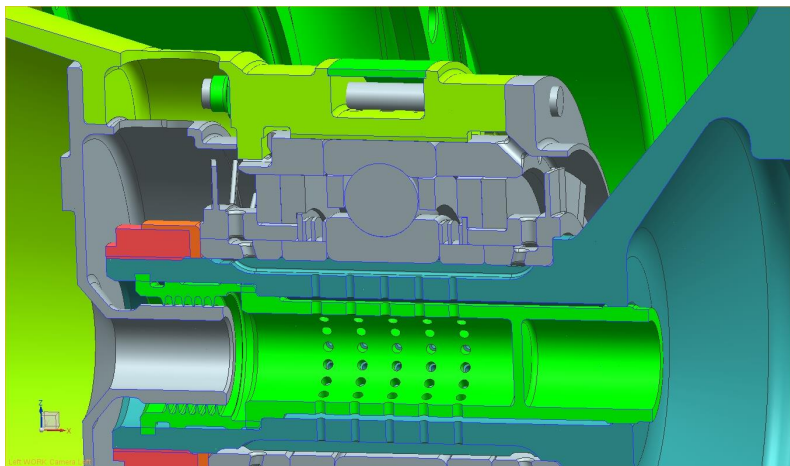
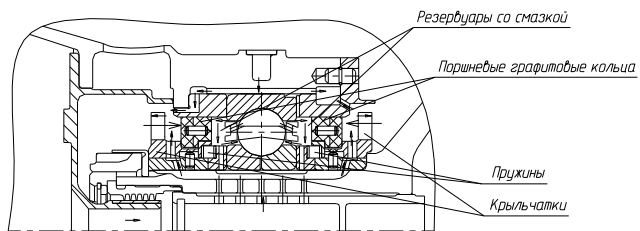
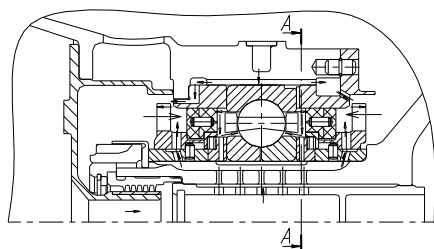


Рис. 1. Опора с крыльчатками

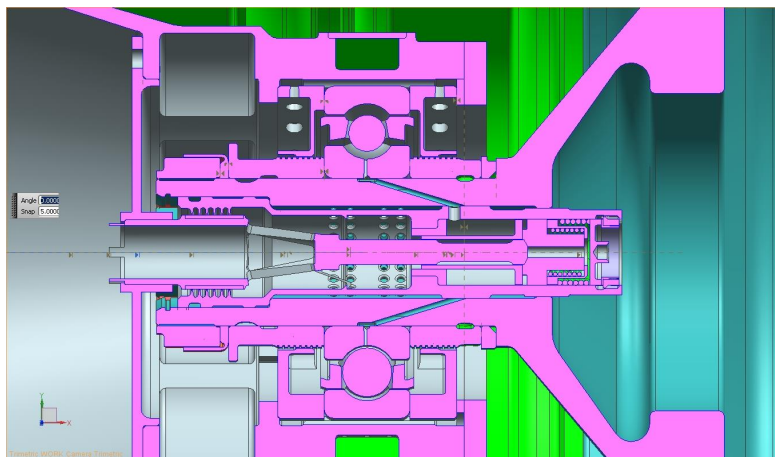
*Положение при низкой частоте вращения*



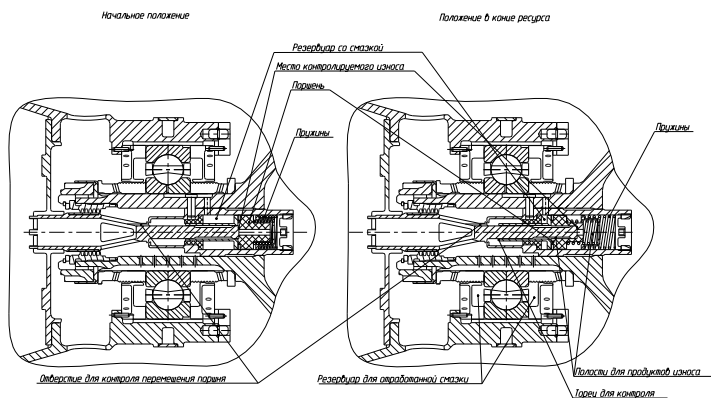
*Положение при высокой частоте вращения*



**Рис. 2.** Опора с крыльчатками в процессе работы



**Рис. 3.** Опора с резервуаром со смазкой



**Рис. 4.** Опора с резервуаром со смазкой (начальное и конечное положение)

Выбраны осевые пружины с расчетным усилием, обеспечивающим перемещение графитового поршня в автономном узле и подачу смазки к подшипнику в процессе ресурса работы.

Средняя поверхностная температура пары трения «сталь — графит» составляет 55...110 °С при коэффициентах трения  $f = 0,3 \dots 0,6$  и рабочей частоте вращения.

Еще одно устройство для смазки подшипников роторной машины включает подшипник 1 с наружным 2 и внутренним 3 кольцами (рис. 5, 6).

Внутреннее кольцо 3 установлено на полый вал 4, а наружное кольцо 2 контактирует с корпусом 5.

Устройство содержит активаторы, симметрично установленные с двух сторон от подшипника 1, между каждым активатором и подшипником имеется резервуар 6 с консистентной смазкой.

Каждый активатор содержит подвижную в осевом направлении втулку 7, которая зафиксирована в окружном направлении относительно неподвижной крышки 8 корпуса 5 направляющими штифтами 9, на которых установлены пружины 10, контактирующие с нижним торцом 11 неподвижной крышки 8 и подвижной втулкой 7.

В неподвижной крышке 8 корпуса 5 установлен осевой активный магнит 12, контактирующий свободным торцом с подвижной втулкой 7. Подвижная втулка 7, в свою очередь, расположена с минимальным зазором относительно вращающегося уплотнительного кольца 13, установленного на валу 4 и контактирующего с внутренним кольцом 3 подшипника 1. А внешний диаметр подвижной втулки контактирует с уплотнительной крышкой 14, установленной в корпусе 5 и контактирующей с наружным кольцом 2 подшипника 1.

В полом валу 4 и корпусе 5 выполнены охлаждающие отверстия 15, сообщенные с воздушной полостью 16.



Устройство работает следующим образом.

При сборке подшипникового узла заполняются консистентной смазкой резервуар 6 для смазки и подшипник 1.

Охлаждение наружного 2 и внутреннего 3 колец подшипника осуществляется воздухом, проходящим через отверстия 15 вала 4, корпуса 5 и уплотнительной крышки 14 и сбрасывается в полость 16 (рис. 5, 6).

Уменьшение объема резервуара 6 способствует подаче консистентной смазки в подшипник 1, например, в сепаратор 17, внутренняя часть которого захватывает смазку и подает ее на тела качения 18 и кольца 2, 3 подшипника 1. Уменьшение объема происходит за счет отключения активатора, т. е. отключения активного магнита 12 с последующим смещением за счет пружин 10 по направляющим штифтам 9 подвижной втулки 7. Для того чтобы излишки смазки не покидали пределы объема через минимальный зазор между подвижной втулкой 7 и вращающимся уплотнительным кольцом 13, другой активатор работает на увеличение объема со смазкой. То есть активный магнит 12 работает, и подвижная втулка 7 находится на максимальном удалении от подшипника 1.

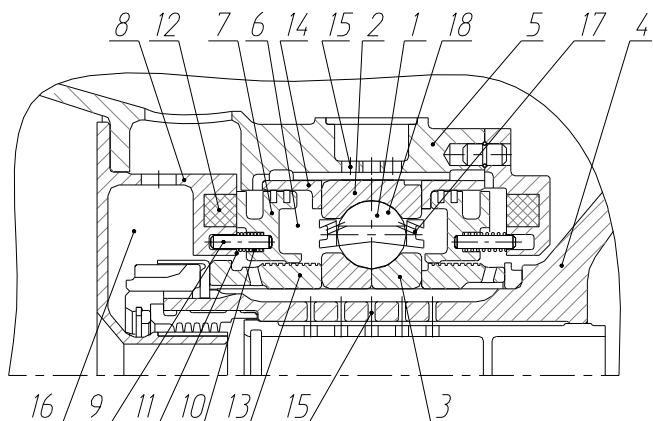
Таким образом, происходит перераспределение смазки из одной полости в другую относительно подшипника 1. Такое перераспределение происходит через определенные промежутки времени, связанные с конкретным назначением опоры и ресурсом.

Применение данной конструкции позволяет повысить эксплуатационный ресурс подшипников роторных машин с консистентной смазкой за счет повышения надежности работы, а также расширить эксплуатационные возможности путем применения конструкции на высокооборотных опорах ротора в области авиации.

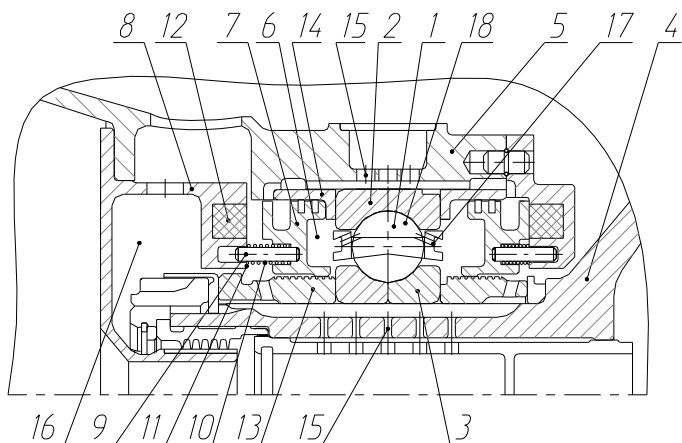
Основной проблемой работы роликового подшипника на консистентной смазке в опоре турбины ГТД является недостаточность охлаждения воздухом, отбираемого от опоры компрессора. Альтернативным направлением является применение лепесткового газодинамического (ЛГП).

При работе лепесткового газодинамического подшипника не требуются отборы холодного воздуха от набегающего потока. Ранее были выполнены комплексы расчетов, подтверждающих работоспособность ЛГП в составе изделия. Работоспособность ЛГП при тепловом состоянии опоры турбины изделия подтверждена при испытаниях на стенде МАИ и ПАО «ОДК-Сатурн» [1–4].

Основным недостатком такой опоры является то, что лепестковый газодинамический подшипник работает только на рабочих частотах вращения. На режимах запуска, авторотации и пониженных частотах вращения между лепестками и валом не образуется воздушная прослойка и подшипник работает за счет механического контакта лепестков с валом, что сопровождается износом и выделением тепла. Введение износостойких покрытий на вал снижает трение, но не исключает его. Также во время транспортировки турбомшины возможна деформация лепестков из-за ударных воздействий. Следовательно, все это приводит к снижению долговечности, надежности и ресурса работы опоры.



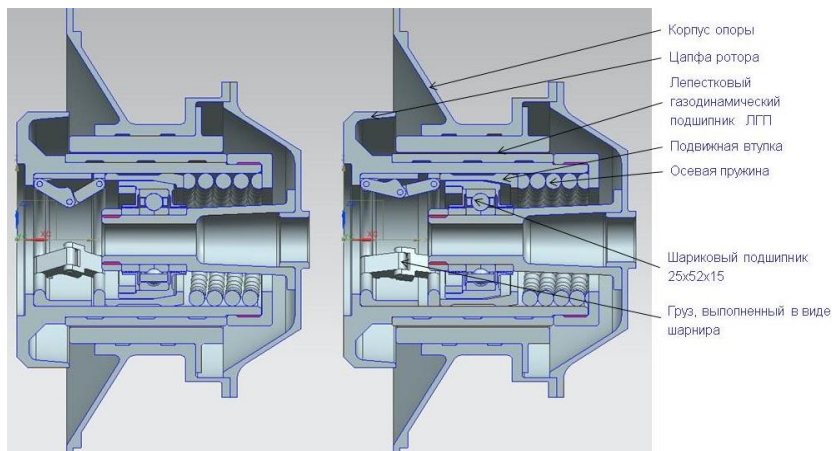
**Рис. 5.** Опора с магнитными активаторами



**Рис. 6.** Опора с магнитными активаторами

Поставленный технический результат достигается тем, что в опоре ротора турбомашины (рис. 7) расположен корпус подшипника, в пазах которого установлены лепестки, охватывающие втулку. При этом втулка установлена на цапфе ротора, внутри которой выполнен торец, в который упирается кольцо, на котором шарнирно установлен рычаг, шарнирно связанный с ответным рычагом, который шарнирно закреплен с ответным кольцом. В торец кольца упирается подвижная

втулка, поджатая осевой пружиной, ограниченная в осевом направлении гайкой, зафиксированной на цапфе ротора. Шарнирно связанных рычагов несколько, равномерно расположенных по окружности относительно оси вращения цапфы ротора. При этом внутренняя поверхность подвижной втулки выполнена конической и контактирует с ответной конической поверхностью обоймы шарикоподшипника, внутреннее кольцо которого установлено на внутреннем корпусе, механически связанном крышкой с корпусом подшипника. Также шариковый подшипник закрыт уплотнениями, содержащими консистентную смазку [5].



**Рис. 7.** Комбинированная опора с ЛГП и страховочным подшипником

Такое выполнение устройства позволяет при неработающей турбомашине либо на режимах запуска или авторотации радиальную нагрузку на опору сконцентрировать на шарикоподшипнике. То есть нагрузка от ротора будет передаваться на корпус подшипника через подвижную втулку, шарикоподшипник, внутренний корпус и крышку. Это обеспечивается конической посадкой обоймы шарикоподшипника с подвижной втулкой, которая поджата осевой пружиной. С увеличением частоты вращения цапфы ротора за счет увеличения центробежной силы возникает осевая сила от шарниров, которая воздействует на подвижное кольцо, сжимая пружину. Шарикоподшипник выключается из работы опоры, и вся радиальная нагрузка обеспечивается лепестковым газодинамическим подшипником. Тем самым предотвращается износ лепестков на режимах запуска, останова, авторотации, а также при транспортировке турбомашин повышается ресурс, долговечность опоры и надежность турбомашин в целом.

Выполнен расчет пружины, обеспечивающей отключение шарикового подшипника на проходных оборотах и обеспечивающей работоспособность ЛПП на рабочих частотах вращения. Выполнен расчет усилий на пружину от грузов.

Проведен расчет долговечности страховочного шарикового подшипника задней опоры двигателя от осевой силы, приходящей от пружины.

### **Заключение**

В итоге для радиально-упорных опор ГТД предложено несколько конструктивных решений с мероприятиями, направленными для обновления либо для перемешивания консистентной смазки, которые позволяют повысить ресурс опоры. Для радиальной опоры с ЛПП предложен страховочный подшипник с целью повышения надежности. Таким образом, изложенные в статье компоновочные работы могут являться техническим заданием для опор ГТД с бесциркуляционной системой смазки.

### **Литература**

1. *Лебедев М. В., Старков Р. Ю., Поткин А. Н., Кикоть Н. В., Равикович Ю. В., Ермилов Ю. И., Холобцев Д. П.* Внедрение лепестковых газодинамических подшипников в авиационные газотурбинные двигатели // Сборник статей: Научно-техническая конференция «Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». — СПб., 2017.
2. *Равикович Ю. А., Ермилов Ю. И., Холобцев Д. П., Напалков А. А.* Опыт МАИ по созданию малоразмерных турбоагрегатов с газодинамическими подшипниками скольжения двигательных и энергетических установок // Новые технологические процессы и надежность ГТД. Подшипники и уплотнения. Научно-технический сборник статей. — М.: 2013. ЦИАМ, вып. 9. — С. 111–124.
3. *Равикович Ю. А., Ермилов Д. П., Холобцев Д. П., Сухомлинов И. Я., Головин М. В.* Опыт доводки роторной системы с лепестковыми газодинамическими подшипниками для холодного центробежного компрессора // Труды 16-й международной научно-технической конференции по компрессоростроению. — СПб., 23–25 сентября 2014. Т. 2. — С. 32–41.
4. *Равикович Ю. А., Ермилов Ю. И., Холобцев Д. П., Напалков А. А.* Развитие экспериментальной базы МАИ для исследования лепестковых газодинамических подшипников // Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». Тезисы докладов. — М.: ЦИАМ, 24–27 ноября 2015. — С. 524–525.
5. Патент № 2626783: Комбинированная радиальная опора.

*Р. В. Храмин, Р. Ю. Старков, А. Н. Поткин, Н. В. Кикоть,  
М. В. Лебедев, А. В. Собоуль*

ПАО «ОДК-Сатурн», Рыбинск

## **ПОДШИПНИКИ С КОНСИСТЕНТНОЙ СМАЗКОЙ**

**Аннотация.** В статье представлены результаты отработки подшипников с консистентной смазкой с целью возможного использования в авиационном газотурбинном двигателе.

### **Вводная часть**

В авиационных газотурбинных двигателях традиционно используются подшипники качения, смазываемые маслом, для подачи которого необходима система смазки. Для сокращения массы и повышения надежности авиационного газотурбинного двигателя за счет сокращения номенклатуры деталей и систем, обеспечивающих работоспособность подшипников, целесообразно рассмотреть альтернативные системы смазки подшипников. В качестве одного из перспективных технических решений следует считать подшипники с консистентной смазкой.

Основными сдерживающими факторами указанного технического решения при применении в авиационном газотурбинном двигателе являются ограничения существующей методики расчета и недостаточный скоростной параметр подшипников с консистентной смазкой.

В методике расчета долговечности авиационных подшипников [1], написанной в развитие государственного стандарта [2], не указано, как считать долговечность подшипников качения с керамическими телами качения и консистентной смазкой. А допустимый скоростной параметр, например, для подшипника типоразмера 126208 с консистентной смазкой по данным [3], равен  $0,59 \cdot 10^6$  мм об/мин.

Далее в статье рассмотрим возможность снятия указанных выше ограничений.

### **Основная часть**

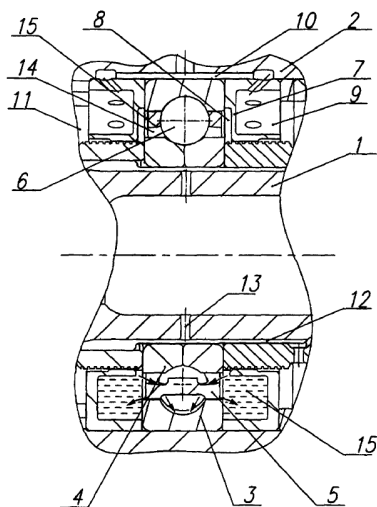
В действующей версии государственного стандарта [4] есть разделы, посвященные расчету долговечности подшипника качения с консистентной смазкой. Поэтому для расчетного обоснования работоспособности подшипников с консистентной смазкой в составе авиационного газотурбинного двигателя достаточно выполнить расчет в соответствии с [4] и согласовать с ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова».

Ограничения по скоростному параметру, как правило, связаны со свойствами смазки и внутренней геометрией подшипника.

Для обеспечения необходимого скоростного параметра подшипника качения с консистентной смазкой в ПАО «ОДК-Сатурн» были проведены работы по подбору консистентной смазки и внутренней геометрии подшипников, по замене стальных шариков на керамические, исключению сепаратора. В части элементов опоры была подобрана конструкция уплотнений и каналов системы охлаждения подшипников.

Конструкция опоры с подшипником, смазываемым консистентной смазкой, описывается в [5]. Общий вид опоры представлен на рисунке 1.

Подшипник (позиции с 3 по 6) с консистентной смазкой (позиция 15) находится в составе опоры ротора (позиции 1, 2 и 7), имеющей каналы для подвода хладагента (позиции с 9 по 13).



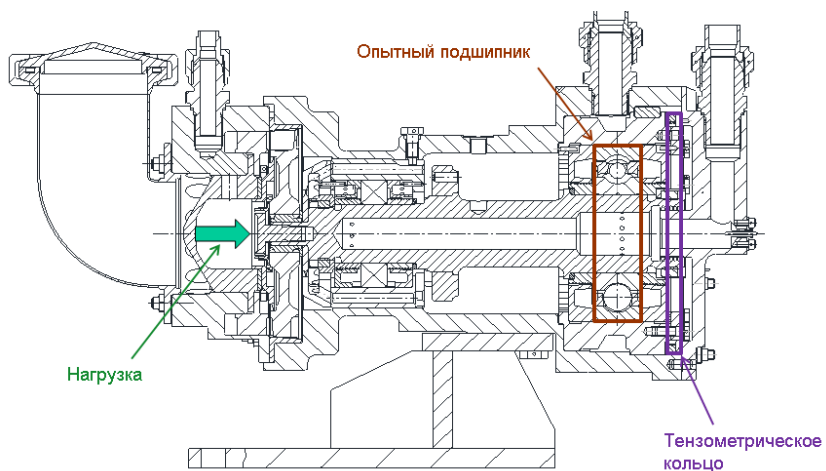
**Рис.1.** Опора с подшипником, смазываемым консистентной смазкой

Проверка правильности выбора технических решений выполнялась на подшипниковом модуле, представленном на рисунке 2.

Критериями отказа опытного подшипника являлись повышение температуры его колец выше допустимой для консистентной смазки и заклинка ротора подшипникового модуля.

По результатам работ ПАО «ОДК-Сатурн» удалось подтвердить работоспособность подшипников типоразмера 126208 при скоростном параметре  $(1,45..1,48) \cdot 10^6$  мм об/мин.

Результаты испытаний хорошо согласовались с расчетом, выполненным в соответствии с [4], что подтвердило правильность выбора коэффициентов, описывающих работу подшипника с консистентной смазкой.



**Рис. 2.** Модуль для проверки работоспособности подшипника с консистентной смазкой



**Рис. 3.** Подшипник типоразмера 126208 без сепаратора с керамическими шариками

С целью повышения грузоподъемности модернизированного подшипника были проведены работы по исключению сепаратора с заменой его на дополнительные керамические шарики. Количество шариков увеличилось на 23 %. Осевые и радиальные зазоры в подшипнике не изменились.

Испытания по проверке допустимого скоростного параметра подшипника типоразмера 126208 без сепаратора выполнялись аналогично предыдущей отработке.

Работоспособность при скоростном параметре  $(1,45..1,48) \cdot 10^6$  мм об/мин для подшипника без сепаратора также подтвердилась.

На рисунке 3 представлен внешний вид подшипника без сепаратора после испытаний в составе подшипникового модуля.

### **Заключительная часть**

В статье представлены рекомендации по расчетному обоснованию и результаты экспериментального подтверждения работоспособности различного конструктивного исполнения подшипников с консистентной смазкой при высоком скоростном параметре. Определена область применения подобных подшипников: условия нагружения согласно ГОСТ 18855-2013 и скоростной параметр до  $(1,45..1,48) \cdot 10^6$  мм об/мин. Представленные материалы подтверждают возможность применения подшипников качения с консистентной смазкой в авиационном газотурбинном двигателе.

### **Литература**

1. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. ЦИАММ, АО ВНИИП, 1997.
2. ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89) Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность).
3. Каталог ЕПК, 2013.
4. ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007) Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и номинальный ресурс.
5. Патент на полезную модель № 85588 «Опора вала».



*Н. П. Великанова, П. Г. Великанов, А. С. Киселев, Салих Индад  
Шариф Салих, В. В. Анкудимов*

Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А. Н. Туполева — КАИ, Казань  
pvelikanov@mail.ru

## **ВЛИЯНИЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ПРОЧНОСТНУЮ НАДЕЖНОСТЬ ДИСКА ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ГТД ДЛЯ ВЕРТОЛЕТА**

**Аннотация.** По результатам расчета диска турбины методом конечных элементов и на основе результатов экспериментальных испытаний образцов из материала диска — жаропрочного деформируемого сплава ЭИ698-ВД, выполненных по ГОСТ 25.502-79 «Методы механических испытаний металлов» при пульсирующем изотермическом цикле нагружения, проведена оценка влияния длительной эксплуатационной наработки на характеристики прочностной надежности диска.

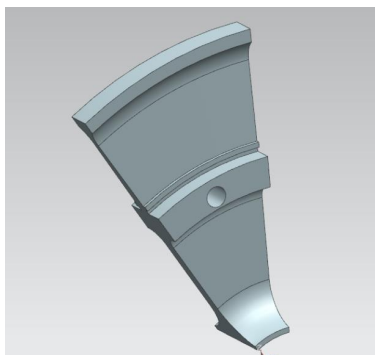
Анализ влияния длительной эксплуатации на характеристики прочностной надежности наиболее нагруженного диска турбины модификации двигателя ТВЗ-117 выполнен на основе оценки напряженно-деформированного состояния и экспериментального исследования малоциклового усталости образцов из материала диска в исходном состоянии и после длительной эксплуатации.

Объектом исследования является диск 1-й ступени турбины двигателя ТВЗ-117 для гражданского вертолета Ка-32. Материал диска — деформируемый жаропрочный сплав ЭИ698-ВД на никелевой основе.

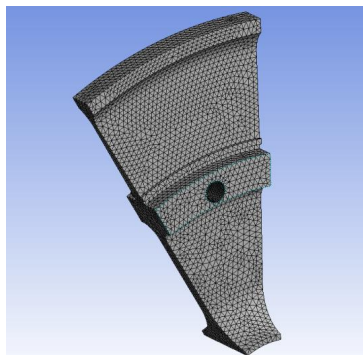
В качестве характеристики прочностной надежности использовался запас по циклической долговечности по параметру малоциклового усталости (МЦУ).

Оценка напряженно-деформированного состояния диска проводилась с применением конечно-элементного комплекса ANSYS.

Для расчета диска методом конечных элементов в соответствии с конструкторской документацией в системе Unigraphics NX9 была построена геометрическая модель одной двенадцатой части диска. Сектор в 30 градусов был выбран в соответствии с количеством отверстий в полотне диска. Геометрическая модель диска показана на рисунке 1. При построении расчетной сетки использовался автоматический метод построения, сетка тетраэдральная, с размером элемента 2 мм. В расчете использовались двадцатиузловые элементы для повышения качества и достоверности расчета. Полученная конечно-элементная модель сектора диска показана на рисунке 2.

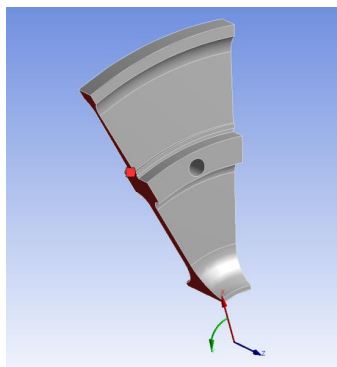


**Рис. 1.** Геометрическая модель диска

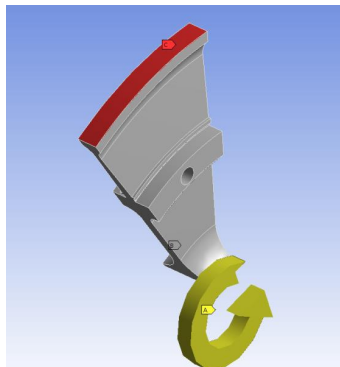


**Рис. 2.** Конечно-элементная модель сектора диска

В соответствии с исходными данными к модели были приложены граничные условия: условие циклической симметрии сектора диска в полярной системе координат (рис. 3); частота вращения диска  $n = 19\,792$  об/мин на режиме холодного выхода на максимальные обороты, на ободу диска приложена суммарная центробежная сила лопаток (с полками и ножками)  $S = 738,6$  кН; для исключения случая жесткого перемещения диска диск был закреплен в зоне ступицы от осевых перемещений (рис. 4).



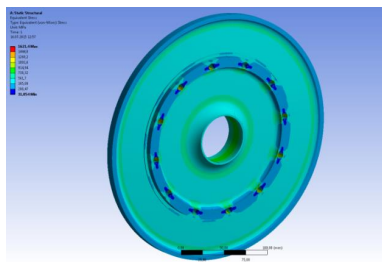
**Рис. 3.** Условие циклической симметрии сектора диска в полярной системе координат



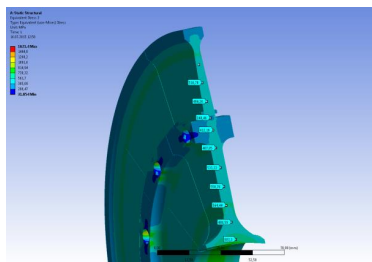
**Рис. 4.** Схема приложения нагрузок к модели сектора диска

В результате проведенного расчета было определено напряженно-деформированное состояние диска на режиме холодного выхода на максимальные обороты. На рисунках 5–9 показаны изолинии полей распределения эквива-

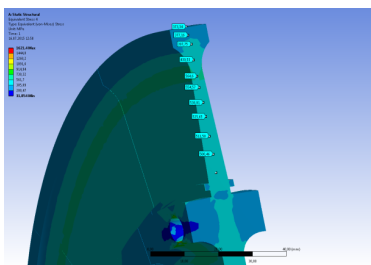
лентных упругих напряжений по Мизесу, а на рисунке 10 — изолинии распределения радиальных деформаций диска [1].



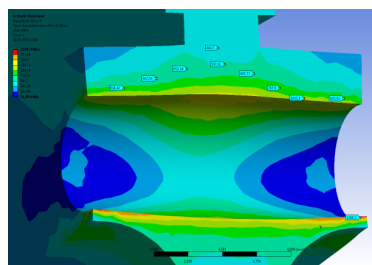
**Рис. 5.** Изолинии распределения напряжений диска



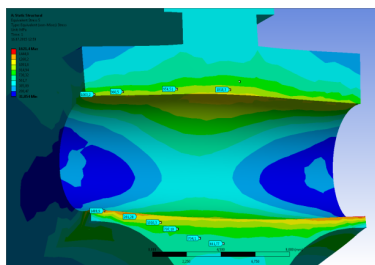
**Рис. 6.** Изолинии распределения напряжений диска



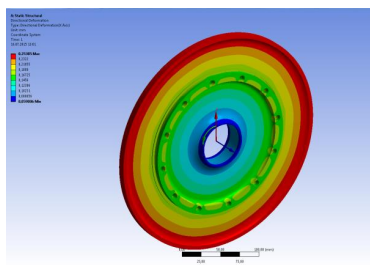
**Рис. 7.** Изолинии распределения напряжений диска



**Рис. 8.** Изолинии распределения напряжений диска



**Рис. 9.** Изолинии распределения напряжений диска



**Рис. 10.** Изолинии распределения радиальных деформаций диска

Полученные результаты были сопоставлены с результатами расчета по методу интегральных уравнений и было выявлено удовлетворительное совпадение результатов расчетных данных. Некоторые различия объясняются более подробным учетом особенностей геометрии диска в трехмерной постановке при расчете методом конечных элементов.

По результатам расчета были определены максимальные действующие напряжения  $\sigma_{\text{эжв}} = 679,3$  МПа на расстоянии  $r = 0,0771$  м от оси вращения диска.

Для прогнозирования долговечности дисков турбин по параметру малоцикловой усталости могут быть использованы эмпирические зависимости, например, уравнение Мэнсона [2] или экспериментальные данные по испытаниям на МЦУ образцов из материала дисков.

В обоих случаях необходимы данные по параметрам циклического упруго-пластического деформирования диска: максимальное  $\sigma_{\text{max}}^p$  и минимальное  $\sigma_{\text{min}}^p$  пластическое напряжение в цикле нагружения, среднее напряжение в цикле  $\sigma_m$  и размах деформации  $\Delta\varepsilon$ .

Для определения параметров упругопластического деформирования необходимо построить схематизированную диаграмму упругопластического деформирования материала диска. В данной работе подобная диаграмма была построена по рекомендациям И. В. Демьянушко и Ю. М. Темиса [3]. В результате были получены параметры цикла упругопластического деформирования материала диска в области максимальных напряжений:

$$\sigma_{\text{max}}^p = 646 \text{ МПа}; \sigma_{\text{min}}^p = -57 \text{ МПа}; \sigma_m = 295 \text{ МПа}; \Delta\varepsilon = 0,309 \cdot 10^{-2}. \quad (1)$$

На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что цикл нагружения диска в зоне максимальных напряжений близок к пульсирующему.

В данной работе использовались результаты экспериментального исследования стандартных цилиндрических образцов из сплава ЭИ698-ВД с диаметром рабочей части 5 мм. Испытания проводились до разрушения в соответствии с ГОСТ 25.502-79 «Методы механических испытаний металлов» при «мягком» осевом циклическом нагружении и двух уровнях температур —  $t_1 = 20$  °С и  $t_2 = 400$  °С с пульсирующим изотермическим циклом нагружения при частоте  $f = 0,25$  Гц.

Статистическим анализом результатов проведенного экспериментального исследования установлено:

- сопротивление МЦУ сплава ЭИ698-ВД характеризуется совокупностью значений долговечности  $N_p$  (долговечность до образования трещины МЦУ), удовлетворительно аппроксимируемой логарифмически нормальным законом с различными средними значениями  $N_p$  в зависимости от уровня напряжения и температуры испытания с постоянной дисперсией 0,0087 при температуре  $t_1 = 20$  °С и 0,061 при температуре  $t_2 = 400$  °С при одинаковом уровне механических свойств в исходном состоянии материала [4–7];
- на сопротивление материала дисков МЦУ оказывает влияние уровень механических свойств, температура испытания и эксплуатационная наработка; при этом характеристики рассеяния циклической долговечности зависят только от температуры испытания — при увеличении температуры от  $t_1 = 20$  °С до  $t_2 = 400$  °С дисперсия увеличивается в 7 раз; средние значения долговечности убывают с повышением температуры испытания, с уменьшением пластичности по мере увеличения наработки [4–7].

- при снижении характеристики пластичности (относительное сужение  $\psi$  в процентах на 34 %) образцов с наработкой  $\sim 5$  000 циклов нагружения долговечность  $N_p$  снижается на 25 % [4–7].

По результатам экспериментального исследования МЦУ образцов из сплава ЭИ698-ВД для нового материала (без наработки) были построены кривые МЦУ вероятностью разрушения  $P = 50$  % для нормальной  $t_1 = 20$  °С и повышенной температуры  $t_2 = 400$  °С. Линии равной вероятности построены методом наименьших квадратов и представляют собой линии регрессии вида:

$$\lg N_p = a \cdot \lg \sigma_{\max} + \lg b \quad (2)$$

Полученные уравнения имеют вид:

$$\begin{aligned} t_1 = 20 \text{ } ^\circ\text{C} & \quad \lg N_p = -7,122 \cdot \lg \sigma_{\max} + 25,557 \\ t_2 = 400 \text{ } ^\circ & \quad \lg N_p = -9,430 \cdot \lg \sigma_{\max} + 31,640 \end{aligned} \quad (3)$$

По уравнениям (3) с поправкой на рабочую температуру диска в опасном сечении  $t_3 = 280$  °С получим число циклов до образования трещины МЦУ  $N_p \approx 140$  000 циклов для нового диска. При наработке  $\sim 5$  000 циклов нагружения число циклов  $N_p$  снижается на 25 % и составит  $N_p \approx 105$  000 циклов нагружения.

По данным [8], за один час работы вертолета Ка-32 реализуется 18 циклов нагружения. Следовательно, 5 000 циклов нагружения для рассматриваемого двигателя имеют место при наработке 277 часов.

В таблице 1 приведены данные о нагруженности и изменении запаса по долговечности для двух уровней эксплуатационной наработки.

Из приведенных данных следует, что за первые 5 000 наработок в циклах нагружения запас по циклической долговечности данного диска снижается в 3,7 раза.

Т а б л и ц а 1

**Параметры нагружения и изменения запаса по долговечности  $K_N$  диска 1 ступени турбины двигателя ТВЗ-117 в процессе эксплуатации**

Наработка	Максимальные напряжения $\sigma_{\text{экв}}$	Долговечность $N_p$	$K_N = \frac{N_p}{N}$
цикл	МПа	цикл	-
1 800	646	140 000	77
5 000	646	105 000	21

## Заклучение

Результаты проведенного исследования показывают, что при проектировании дисков турбины авиационных ГТД следует учитывать снижение циклической долговечности материала диска по мере увеличения наработки двигателя в эксплуатации.

## Литература

1. Великанова Н. П., Великанов П. Г., Киселев А. С. Анализ ресурсных возможностей диска авиационных газотурбинных двигателей для вертолетов // XX юбилейный международный конгресс двигателестроителей. 5–10 сентября 2015 г. Вестник двигателестроения. № 2. — Запорожье: изд-во «Мотор-Сич», 2015. — С. 227–231.
2. Мэнсон С. Температурные напряжения и малоцикловая усталость / пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1975. — 344 с.
3. Демьянушко И. В., Темис Ю. М. Определение циклической долговечности при проектировании роторов авиационных ГТД // Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении: сб. статей. — 1982. Вып. 2. — С. 24–38. — (Тр. ЦИАМ; № 996).
4. Великанова Н. П. Статистический анализ результатов экспериментального исследования сопротивления малоцикловой усталости жаропрочного сплава ЭИ698-ВД // Известия вузов. Авиационная техника. № 4. — Казань, 2009 — С. 25–28.
5. Великанова Н. П. Изменение характеристик прочностной надежности дисков турбин авиационных ГТД в процессе длительной эксплуатации / Н. П. Великанова, П. Г. Великанов // Авиационно-космическая техника и технология. № 10 (77). — Харьков. 2010. — С. 123–125.
6. Великанова Н. П., Великанов П. Г., Киселев А. С. Влияние эксплуатационной наработки на кратковременные механические свойства жаропрочных сплавов для деталей турбин авиационных ГТД // Труды XVII Международного конгресса двигателестроителей. Вестник двигателестроения. № 2. — Запорожье, 2012. — С. 251–253.
7. Великанова Н. П. Оценка прочностной надежности деталей турбин авиационных ГТД по параметру МЦУ // Труды VI Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики (АНТЭ-2011)». Т. 1. — Казань: КНИТУ им. А. Н. Туполева — КАИ, 2011. — С. 443–447.
8. Шаняевский А. А. Моделирование усталостных разрушений металлов. Синергетика в авиации. — Уфа: ООО «Монография», 2007. — 500 с.

*А. В. Ларионов, П. М. Орлов*

## АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ВЫБЕГА РОТОРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ РД-33 НА ОСНОВЕ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДА

**Аннотация.** В настоящей статье представлена проработка автоматизированного способа определения времени выбега роторов двигателя РД-33 с применением блока автоматического регулирования и контроля БАРК-88.

Приведен сравнительный анализ использующихся к настоящему времени способов определения времени выбега роторов и перспективного метода, основанного на экспериментальной статистике.

Предложено перспективное решение для применения в САУиК вновь разрабатываемых двигателях с электронными блоками управления.

### Введение

В настоящее время при эксплуатации двигателя РД-33 время выбега роторов на останове двигателя определяется по секундомеру, согласно методике, приведенной в руководстве по эксплуатации. В связи с двухвальной схемой исполнения двигателя момент времени прекращения вращения роторов определяется разными способами:

- компрессора высокого давления (КВД) определяется с помощью прибора — тахометра ИТЭ-2Т, расположенного в кабине самолета. Время прекращения вращения ротора КВД фиксируется в момент окончательного «падения» стрелки тахометра ИТЭ-2Т на «ноль»;
- компрессора низкого давления (КНД) определяется визуально со стороны сопла двигателя и фиксируется секундомером.

Прибор, используемый в кабине самолета для определения частоты вращения ротора КВД, — электрический дистанционный тахометр ИТЭ-2Т. Нижний предел измерения тахометра составляет 10 % по шкале измерителя, что соответствует физическим оборотам  $n_k = 1551$  об/мин, рабочий диапазон измерения тахометра (60...100) %, что соответствует (9307...15511) об/мин. Пределы измерения тахометра определяются его конструктивным исполнением. Момент «падения» стрелки

ки, таким образом, лежит в пределах от 0 до 1 551 об/мин, в этой связи достоверной оценки момента остановки ротора КВД от применяемого прибора получить не представляется возможным.

Визуальный способ определения времени выбега ротора КНД очень субъективен в части человеческого фактора испытателя, кроме того, зона пространства гоночной площадки за соплом двигателя не является безопасной зоной нахождения технического персонала.

В связи с вышеизложенным задача состоит в том, чтобы определить метод определения времени выбега роторов двигателя, носящий объективный характер, и повысить эксплуатационную технологичность.

### **Определение времени выбега роторов с применением штатного ПО БАРК-88**

Благодаря применению блока автоматического регулирования и контроля БАРК-88 на двигателях РД-33 появляется возможность оценивать время выбега роторов программным методом, позволяющим однозначно исключить человеческий фактор в данной проверке. Однако при оценке применимости данной технологии в эксплуатации было выявлено несоответствие времен выбега роторов, полученных с применением БАРК-88, нормам ОТЭД. Времена выбегов роторов высокого и низкого давления, вычисленные БАРК-88, особенно ротора высокого давления, оказались ниже нормируемых значений. Это объясняется тем, что область канала измерения частот вращения  $n_k$  и  $n_b$  агрегата БАРК-88 имеет свой нижний порог величины порядка  $n_k \approx 1\%$  и  $n_b \approx 1\%$ .

Нормы ОТЭД в соответствии с руководством по технической эксплуатации двигателя РД-33 составляют:  $\tau_k \geq 35$  с,  $\tau_b \geq 50$  с.

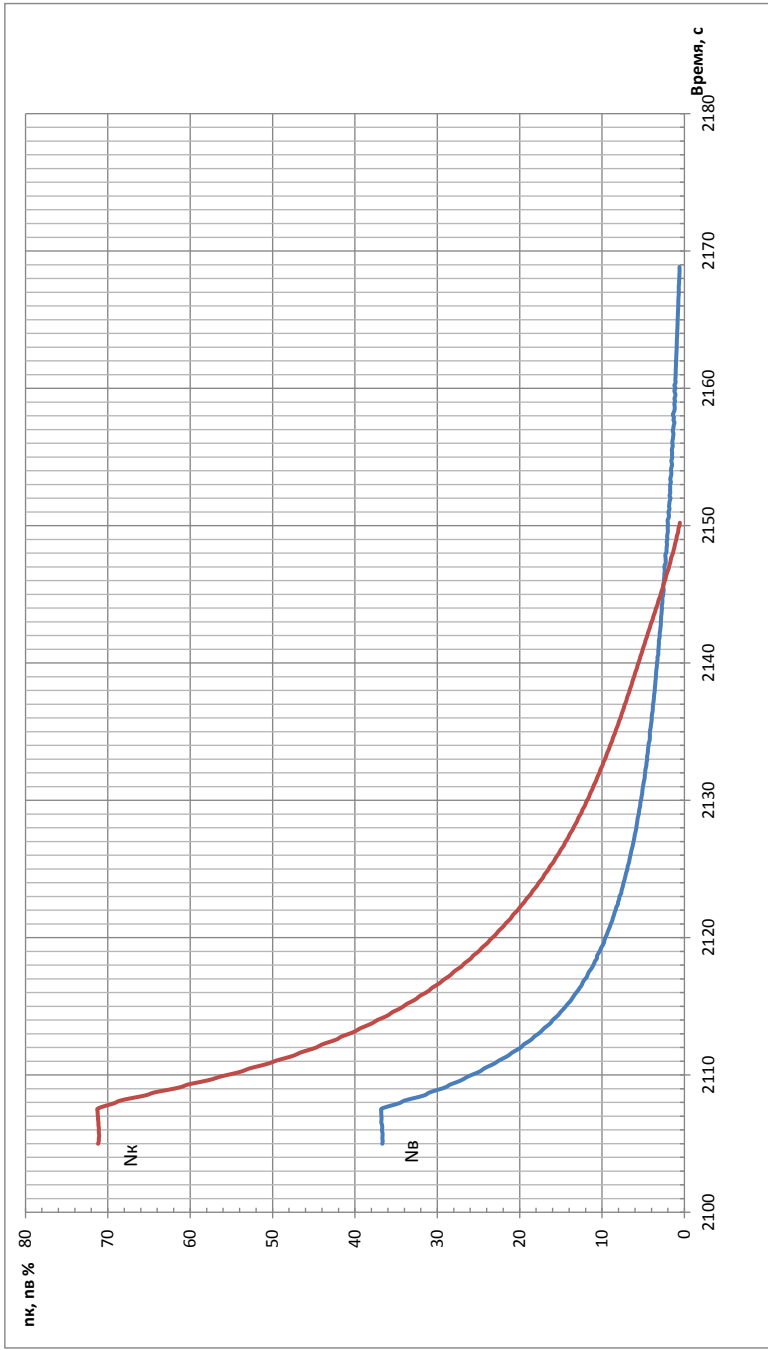
Таким образом, неучет изделием БАРК-88 части времени выбега от частот вращения 1 % до 0 % приводит к снижению определяемых времен выбегов роторов по сравнению с фактическим временем выбегов. В этой связи мы приходим к необходимости аппроксимации времени выбега роторов двигателя до величин частот вращения ниже 1 %.

### **Анализ выбегов роторов при стендовых испытаниях**

При анализе выбега роторов рассматривались результаты стендовых испытаний ряда двигателей РД-33 серии 2 (рис. 1). Используемые при этом стендовые каналы измерения частоты вращения роторов обладают порогом достоверности измерения частоты вращения (0,3...0,7) %. Это позволяет определить время выбега аппаратурно по записям стендовых параметров, исключив субъективный характер измерения.

Время выбегов определялось до величин оборотов  $n_b \approx 0,5\%$ ,  $n_k \approx 0,5\%$ . При таких величинах:  $n_b = 0,5\% = 55$  об/мин = 0,92 Гц,  $n_k = 0,5\% = 77,56$  об/мин = 1,29 Гц.





**Рис. 1.** Время выбегов роторов по стендовому файлу

Времена выбега роторов при испытаниях двигателей РД-33

№ двигателя	$t_{\text{вх}}$	$T_{\text{«стенд»ПК}} 0,5\%$	$T_{\text{«стенд»ПВ}} 0,5\%$	$T_{\text{«БАРК»ПК}} 2\%$	$T_{\text{«БАРК»ПВ}} 2\%$	$T_{\text{«стенд»ПК}} 1\%$	$T_{\text{«стенд»ПВ}} 1\%$	$\alpha_{\text{ПК}}$	$\alpha_{\text{ПВ}}$
88_2037	22,6	42,53	59,6	39,23	42,33	41,74	54,29	1,019	1,098
	-2	37,36	54,55	35,35	36,87	36,37	46,47	1,027	1,174
870883972235	-0,8	42,75	60,32	40,12	42,08	41,74	52,62	1,024	1,146
	-0,5	42,49	60,65	39,96	42,1	41,48	52,72	1,024	1,15
870883772285	9	36,15	51,87	33,72	37,66	35,59	46,58	1,016	1,114
870884972242	24,5	38,37	59,28	36,09	42,12	37,6	53,89	1,02	1,1
87_2061	8,4	43,62	62,74	36,56	40,55	40,66	53,94	1,07	1,16
998881522236	11,5	39,68	59,97	36,99	40,71	39,05	51,29	1,016	1,169
870882361042	17,8	36,85	60,14	34,24	40,41	35,93	52,96	1,026	1,136
870881972195	9,2	36,99	56,2	34,35	40,21	36,23	49,01	1,02	1,147
870881872173	19,9	39	52,1	36,48	39	37,97	47,57	1,027	1,095
870881361017	8,9	37,8	58,58	35,51	40,11	36,96	51,61	1,023	1,135
Средние значения		40,59	59,17	36,7	40,6	39,4	52,2		

Где:  $T_{\text{«стенд»ПК}0,5\%}$  — время выбега ротора по стендовому файлу (до достижения частоты вращения  $n_{\text{к}}, n_{\text{в}} = 0,5\%$ );

$T_{\text{«стенд»ПК}2\%}$  — время выбега роторов по стендовому файлу (до достижения частоты вращения  $n_{\text{к}}, n_{\text{в}} = 2\%$ );

$T_{\text{«стенд»ПК}1\%}$  — время выбега роторов по стендовому файлу (до достижения частоты вращения  $n_{\text{к}}, n_{\text{в}} = 1\%$ );

$\alpha_{\text{ПК}}$  — отношение времен выбегов ротора компрессора по стендовому файлу при измерении  $n_{\text{к}}$  до  $0,5\%$  к времени выбега при измерении  $n_{\text{к}}$  до  $1\%$ ;

$\alpha_{\text{ПВ}}$  — отношение времен выбегов ротора вентилятора по стендовому файлу при измерении  $n_{\text{в}}$  до  $0,5\%$  к времени выбега при измерении  $n_{\text{в}}$  до  $1\%$ .

Дальнейший замер времени выбега роторов до более низких величин частот вращения не представляется полностью достоверным, поскольку отсутствуют сколь-либо достоверные данные, также необходимо отметить, что полученное время выбега будет полностью расчетным. Одновременно с этим на низких величинах частот вращения роторов возрастает влияние внешних факторов — таких как подкрутка вентилятора при сильном ветре для ротора вентилятора и влияние сопротивления коробки агрегатов на частоту вращения ротора компрессора. Исходя из этого принято решение определять времена выбегов до величин  $n_b \approx 0,5\%$ ,  $n_k \approx 0,5\%$ , для последующей реализации в БАРК-88 алгоритма расчетов времени выбега роторов.

В таблице 1 представлены времена выбегов роторов 10 двигателей РД-33 при стендовых испытаниях. Анализ результатов показывает, что при измерении выбегов роторов до частот вращения 1 % четыре двигателя потребуют отстранения от эксплуатации, так как  $\tau_{\text{выбег пв}} \geq 50$  с, по ОТЭД  $\tau_{\text{выбег пк}} \geq 35$  с,  $\tau_{\text{выбег пв}} \geq 50$  с.

Применением соответствующего алгоритма представляется возможным аппроксимировать диаграмму изменения величин  $n_k$ ,  $n_b$  при останове от режима МГ до  $n_b = 1\%$ ,  $n_k = 1\%$  и интерполировать диаграммы до  $n_b = 0,5\%$ ,  $n_k = 0,5\%$ . Далее провести идентификацию расчета времени выбегов в диапазоне от режима МГ до 0,5 % по значениям записей стендовой системы.

Исходя из начальных возможностей определения нижней границы величины частоты вращения роторов в 2 % блоком БАРК-88 было определено, что все двигатели, приведенные в таблице 1, требуют съема и отстранения от эксплуатации по времени выбега ротора КНД и 3 двигателя дополнительно по времени выбега ротора КВД. В этой связи в АО «ОДК-Климов» была проведена работа по снижению нижней границы измерения частоты вращения ротора и получена достоверная величина частоты вращения роторов до 1 %. Однако, как показывает статистика, для 4 двигателей требуется съем с эксплуатации по времени выбега ротора КНД, одновременно с этим время выбега этих двигателей до величин порядка 0,5 % по частоте вращения КНД укладывается в норму ОТЭД.

Отношение времен выбегов  $\alpha_{пк}$ ,  $\alpha_{пв}$  рассчитывается следующим образом:

$$\alpha_{пк} = \tau_{\text{«стенд» пк } 0,5\%} / \tau_{\text{«стенд» пк } 1\%},$$

$$\alpha_{пв} = \tau_{\text{«стенд» пв } 0,5\%} / \tau_{\text{«стенд» пв } 1\%}.$$

В результате расчета получен набор коэффициентов в зависимости от различных времен выбега роторов. По полученным данным определена зависимость коэффициента от величин времен выбегов роторов, подсчитанных до величины 1 %.

Зависимости следующего вида для компрессора:

$$k_{пк} = -0,0002 * \tau_{\text{«стенд» пк } 1\%} + 1,0312;$$

для вентилятора:

$$k_{пв} = 0,0011 * \tau_{\text{«стенд» пв } 1\%} + 1,0728.$$

Таким образом, время выбегов роторов до величин частот вращения  $n_k$ ,  $n_b = 0,5\%$  рассчитывается по формуле с учетом коэффициентов  $k_{нк}$  и  $k_{пв}$ :

$$\tau_{\text{выбег } нк} = k_{нк} * \tau_{нк\ 1\ \%}^{\text{изм.}};$$

$$\tau_{\text{выбег } пв} = k_{пв} * \tau_{пв\ 1\ \%}^{\text{изм.}}.$$

Для проверки и оценки погрешности полученной зависимости проведен расчет для средней величины времени выбегов роторов двигателей, приведенных в таблице 1:

$$\tau_{\text{«стенд»}нк\ 1\ \% \text{ ср}} = 39,4 \text{ с}; \tau_{\text{«стенд»}пв\ 1\ \% \text{ ср}} = 52,2 \text{ с};$$

$$\tau_{\text{«стенд»}нк\ 0,5\ \% \text{ ср}} = 40,59 \text{ с}; \tau_{\text{«стенд»}пв\ 0,5\ \% \text{ ср}} = 59,17 \text{ с}.$$

Расчет коэффициента  $k_{нк}$  и  $k_{пв}$ :

$$k_{нк} = -0,0002 * 39,4 + 1,0312 = 1,0233;$$

$$k_{пв} = 0,0011 * 52,2 + 1,0728 = 1,1302.$$

Расчет времени выбега  $\tau_{\text{выбег } нк\ 0,5\ \% \text{ ср}}$ ,  $\tau_{\text{выбег } пв\ 0,5\ \% \text{ ср}}$ :

$$\tau_{\text{выбег } нк\ 0,5\ \% \text{ ср}} = k_{нк} * \tau_{\text{«стенд»}нк\ 1\ \% \text{ ср}} = 1,0233 * 39,4 = 40,35 \text{ с};$$

$$\tau_{\text{выбег } пв\ 0,5\ \% \text{ ср}} = k_{пв} * \tau_{\text{«стенд»}пв\ 1\ \% \text{ ср}} = 1,1302 * 52,2 = 58,99 \text{ с}.$$

Погрешность определения времени выбега роторов двигателя, таким образом, составила менее 1 % относительно среднего значения данной выборки двигателей:

$$\Delta\tau_{нк} = \tau_{\text{«стенд»}нк \text{ ср}} - \tau_{\text{расч } нк \text{ ср}} = 40,59 - 40,35 = 0,24 \text{ с},$$

$$\Delta\tau_{пв} = \tau_{\text{«стенд»}пв \text{ ср}} - \tau_{\text{расч } пв \text{ ср}} = 59,17 - 58,99 = 0,18 \text{ с}.$$

### Выбор коэффициентов коррекции для применения в ПО БАРК-88

По результатам анализа определена коррекция времени выбега. Коэффициент определен величинами третьего и четвертого порядка малости и в этой связи выполнена оптимизация для упрощения счета и оптимизации использования машинного времени. В случае применения ПО БАРК с возможностью подсчета частоты вращения роторов до 1 % времени выбега возможно определять по упрощенным формулам:

$$\tau_{нк} = 1,04 \tau_{\text{«БАРК»}нк};$$

$$\tau_{\text{пв}} = 1,13 \tau_{\text{«БАРК»пв}};$$

где  $\tau_{\text{«БАРК»пк}}$  и  $\tau_{\text{«БАРК»пв}}$  — времена выбегов от момента постановки РУД в положение «стоп» до частоты вращения ротора КВД и КНД  $n_{\text{к(в)}} = 1 \%$ .

Увеличение погрешности в данном случае при применении представленных коэффициентов 1,04 и 1,13 составляет величину до  $\pm 0,3$  с, что находится в пределах погрешности существующей методики определения времен выбегов, таким образом, является вполне приемлемым. Несмотря на то что погрешность несколько возрастает, применение данных коэффициентов позволит автоматизированно определять время выбега с исключением человеческого фактора в данной проверке.

### **Влияние загрузок на величины времен выбегов**

Дополнительно рассмотрен вопрос влияния величин загрузок по гидросистеме и электросистеме самолета на времена выбегов роторов.

Как показывает практика, изменение величин загрузок в эксплуатации на останове двигателя сведено к минимуму, это связано с тем, что летчик на выбеге двигателей не изменяет положения рычагов управляющих планером. Таким образом, загрузка гидронасосов имеет постоянную величину и не будет оказывать изменяющего воздействия на времена выбегов роторов. Загрузка электросети самолета также является неизменной величиной ввиду наличия соответствующих автоматов, отключающих генераторы от работы на определенной частоте вращения ротора КВД.

Таким образом, несмотря на то что подсчет времени выбега свелся к постоянным коэффициентам «досчета», устанавливать коэффициент как функцию от времени выбега первоначального не имеет практического смысла и с учетом постоянных величин загрузок.

### **Выводы**

Предложенный алгоритм коррекции позволяет определить время выбегов роторов до нижней границы частоты вращения 0,5 % с высокой достоверностью, что позволяет исключить случайный съем двигателя с эксплуатации, а также применить трендовый контроль времени выбегов роторов для оценки объективного состояния двигателей РД-33, который в настоящее время затруднен ввиду человеческого фактора, участвующего в выполнении данной проверки.

### **Литература**

1. Система контроля и диагностирования авиационных газотурбинных двигателей бортовой. Общие требования. ОСТ 1 02621-96

**С. В. Коцюбинский**

АО «ОДК-Климов», ИЦ КБ-7, Москва

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ТВС НА ВХОДЕ В ФОРСАЖНУЮ КАМЕРУ ДВУХКОНТУРНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ РД-33**

**Аннотация.** В данной статье показаны проблемы обеспечения оптимального состава топливоздушную смеси в форсажной камере со смешением потоков ТРДД семейства РД-33. Ставится задача получения максимальной тяги на режиме полного форсажа. Предлагается ввести дополнительный коллектор подачи части форсажного топлива в холодный воздух второго контура, поступающий на смешение с горячим газом из первого контура, для обеспечения равномерного поля местных коэффициентов избытка воздуха перед фронтным устройством.

**Ключевые слова:** оптимальный состав топливоздушную смеси в форсажной камере; ТРДД со смешением потоков; распределение массовой фракции кислорода.

### **Вводная часть**

Вопросы оптимального управления режимами работы силовой установки самолета-истребителя остаются актуальными, при этом управление необходимо осуществлять таким образом, чтобы обеспечить наилучшие летно-технические показатели самолета во всех эксплуатационных условиях. Для этого приходится дооборудовать и усложнять топливорегулирующую аппаратуру и создавать новые программы управления расходом топлива [1]. Большое значение для успешного выполнения боевых задач высокоманевренных самолетов имеют полеты, использующие форсированные режимы работы двигателя.

Применительно к форсированным режимам работы двигателя основными проблемами управления остаются следующие:

- обеспечение оптимального состава топливоздушную смеси (ТВС) в форсажной камере сгорания (коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{\Sigma om}$ );
- поддержание  $\alpha_{\Sigma om} = const$  с заданной точностью в любых условиях эксплуатации.

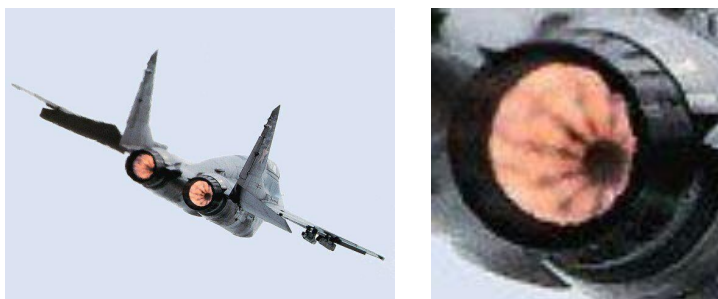
Решение этих проблем позволит повысить эффективность работы двигателя на форсированных режимах с точки зрения получения максимальной тяги.

### **Основная часть**

#### *Особенности существующих ФКС*

Основными двигателями, которые в настоящее время применяются в истребительной авиации ВКС и ВМФ РФ, являются двигатели семейства РД-33 и се-

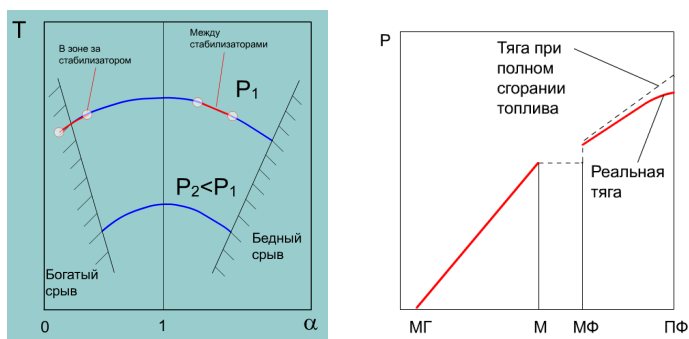
мейства АЛ-31. Алгоритмы, используемые системами управления расходом форсажного топлива (САУ  $G_{mf}$ ) двигателей РД-33 и АЛ-31, в целом схожи. Управление  $G_{mf}$  осуществляется по программе  $G_{mf}/P^*_к = f(\alpha_{pyd}, T^*_{ax})$ , взаимодействуя с САУ основного контура ( $G_m$ ) и реактивного сопла ( $F_{xp}$ ).



**Рис. 1.** Видимые зоны низких температур за стабилизаторами и коком турбин

Причиной наличия низкотемпературных зон (рис. 1) является богатая за стабилизаторами и бедная за днищем кока ТВС на режиме полный форсаж (ПФ) из-за существенной неравномерности местного коэффициента избытка воздуха.

Приближенные расчеты существующей конструкции фронтного устройства ФКС, проведенные для режима ПФ при работе двигателя на стенде, показали средние значения  $\alpha = 0,108...0,245$  за стабилизаторами, что находится за границей богатого срыва, и  $\alpha = 1,14...1,17$  между ними. Смещение потоков продуктов сгорания не дает расчетной величины полной форсажной тяги, поскольку почти 15 % топлива от расхода ПФ разлагается без горения в стабилизаторе (рис. 2).



**Рис. 2.** Зависимость температуры газа от коэффициента избытка воздуха.  
Изменение тяги по режимам работы двигателя

Расчетное распределение массовой фракции кислорода перед стабилизаторами получается со значительной неравномерностью (рис. 3) [2].

Очевидно, наибольшую эффективность форсажной камеры сгорания следует ожидать при создании однородной ТВС перед фронтным устройством.

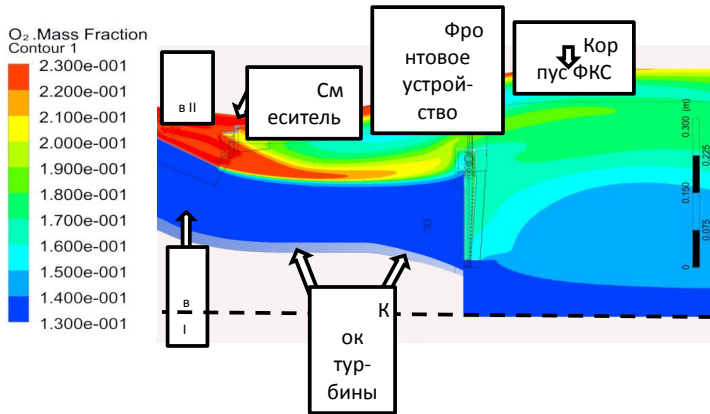


Рис. 3. Распределение массовой фракции кислорода в форсажной камере

Еще больше изменяется распределение концентрации кислорода за смесителем перед фронтным устройством ФКС во время полета при разных высотах и скоростях (рис. 4).

При таком распределении концентрации кислорода требуется адаптивная методика распределения топлива по сечению перед фронтным устройством ФКС, способная обеспечить равномерное поле местных коэффициентов избытков воздуха [2].

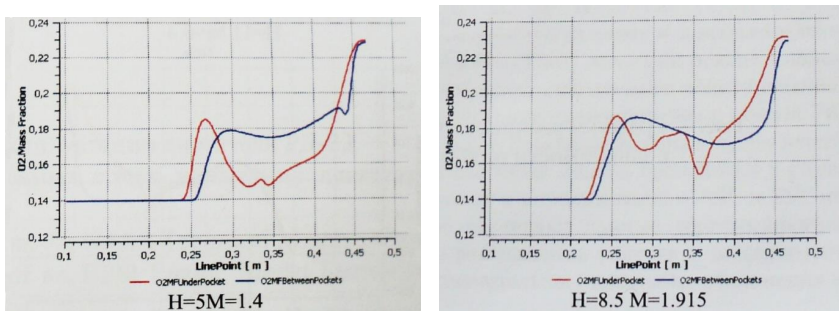


Рис. 4. Графики распределения концентрации кислорода в газе внутреннего и наружного контуров за смесителем в зависимости от высоты и скорости полета



Существуют ФКС с подачей топлива через радиальные распылители в горячий газ за турбиной и холодный воздух второго контура, например F100-PW-220 (рис. 5).



**Рис. 5.** Фронтное устройство с радиальными распылителями форсажной камеры двигателя F100-PW-220

В рамках модернизации двигателя F100, финансируемой ВВС США, была разработана форсажная камера сгорания, состоящая из 16 сегментов.

Для получения желаемой эффективности форсажной камеры САУ  $G_{mf}$  оснащена алгоритмом формирования  $G_{mf}$  и алгоритмом выбора последовательности подключения сегментов. Оба эти алгоритма функционируют в зависимости от условий полета. Алгоритмическое обеспечение подобной САУ может быть создано, в частности, на основе методики формирования однородной ТВС по сечению форсажной камеры и адаптивного распределения топлива, способной обеспечить равномерное поле коэффициента избытка воздуха [3].

Но, как было показано ранее, при изменении скорости и высоты полета возникает необходимость создания адаптивной САУ  $G_{mf}$ , способной обеспечивать расход топлива по сечению перед фронтным устройством в соответствии с местной концентрацией кислорода.

#### *Оптимизация ТВС на входе в смеситель*

Существующие смесители не обеспечивают полное смешение потоков горячего газа за турбиной и холодного воздуха второго контура на коротком участке газоздушного тракта до фронтного устройства ФКС. Такое положение, наряду с распределением топлива, оказывает влияние на неравномерность местных коэффициентов избытка воздуха во фронтном устройстве.

Для достижения равномерности местных коэффициентов избытка воздуха во фронтном устройстве достаточно непосредственно на входе в смеситель добавить распыленную часть форсажного топлива  $G_{m \text{ доп}}$  в таком количестве, которое будет выравнивать коэффициент избытка воздуха свежей ТВС с коэффициентом избытка воздуха первого контура, вычисленного с учетом охлаждающего воздуха в узле турбины. Оставшееся форсажное топливо ( $G_{mф} - G_{m \text{ доп}}$ ) необходимо распределить равномерно по сечению во фронтном устройстве в соответствии с программой формирования расхода форсажного топлива  $(G_{mф} - G_{m \text{ доп}})/P_k^* = f(\alpha_{pyд}, T_{ax}^*)$ .

В конструкцию предлагается ввести дополнительный коллектор подачи части форсажного топлива в холодный воздух второго контура, который поступает на смешение с горячим газом за турбиной [4]. Дополнительный коллектор устанавливается таким образом, чтобы его распылители (возможно: форсунки или карбюраторные трубки) располагались посередине патрубков подвода холодного воздуха второго контура через смеситель и обеспечивали качественное смешение топлива с воздухом.

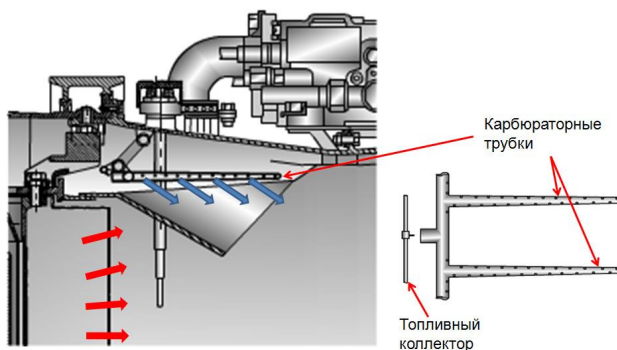
Необходимый расход топлива для распыливания в дополнительном коллекторе можно вычислить с помощью соотношения:

$$G_{т \text{ доп}} = G_{т \text{ окс}} m;$$

где  $G_{т \text{ окс}}$  — расход топлива в ОКС;

$m = G_{all} / G_{st} = 0,49 \dots 0,75$  — степень двухконтурности двигателя в заданных условиях полета.

Применительно к изделию РД-33 вариант доработки выглядит достаточно просто — вставляется дополнительный топливный коллектор в смеситель (рис. 6). Для качественного распределения и смешения топлива с воздухом могут быть использованы карбюраторные трубки, в которые через форсунки дополнительного коллектора подается топливо и воздух второго контура. Образующаяся топливоздушная смесь выходит из карбюраторных трубок поперек движения потока воздуха.



**Рис. 6.** Смеситель ФКС с подачей части форсажного топлива через дополнительный коллектор в карбюраторные трубки распылителя

Тогда, например, коэффициент избытка воздуха для стендовых условий составит  $\alpha = 3,2$  за турбиной и такой же должен быть достигнут подачей топлива  $G_{m\text{ доп}}$  в воздух второго контура на входе в смеситель. При этом упрощается задача распределения топлива между 1, 2 и 3-м коллекторами — равномерно распределить топливо по всей площади поперечного сечения ФКС.

Необходимо подчеркнуть, что реализация управления форсажным топливом с учетом вышеизложенного возможна и достаточно проста лишь на основе электронной САУ.

### **Заключение**

Предложения, изложенные в статье, позволяют разработать конструкцию форсажной камеры сгорания, в которой создается оптимальный состав ТВС по сечению за счет выравнивания полей концентрации кислорода во втором контуре до уровня остаточного кислорода первого контура.

Дополнительный коллектор и канал управления  $G_{m\text{ доп}}$  в САУ  $G_{mф}$  незначительно изменяют конструкцию двигателя, но при наличии электронной САУ улучшают равномерность распределения топлива по сечению ФКС и полноту горения, повышая тягу на режиме ПФ.

### **Литература**

1. Душиц-Коган Г. Д., Игнатьева Т. А., Изотов К. А. Оптимизация расхода топлива в форсажную камеру на двигателе РД-33МК // Климовские чтения — 2014: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник докладов международной научно-технической конференции. В 2 т. Т. 2. — СПб.: Скифия-принт, 2014. — С. 65–80.
2. Коршенко В. Н., Мосягин В. В. К вопросу о структуре газового потока во фронтальном устройстве форсажной камеры сгорания ТРДДФ // Климовские чтения — 2014: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник докладов международной научно-технической конференции. В 2 т. Т. 1. — СПб.: Скифия-принт, 2014. — С. 19–31.
3. James T. Waltion, Frank W. Burcham, Jr, NASA Technical Memorandum 86745 “Augmentor Performance of an F100 Engine Model Derivative Engine in an F-15 Airplane”, 1986.
4. Патент на изобретение № 2641191 «Форсажная камера двухконтурного турбореактивного двигателя» по заявке № 2016151245 от 26.12.2016. Авторы: С. В. Коцюбинский, Ю. А. Равикович, А. А. Матушкин.

**Ю. В. Кокунин**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ КОМПРЕССОРА ДВИГАТЕЛЯ ТВ7-117СТ**

**Аннотация.** В статье рассматриваются вопросы определения оптимальной передаточной функции, используемой блоком автоматического регулирования и контроля БАРК-65СТМ для управления направляющим аппаратом компрессора (НАК) двигателя ТВ7-117СТ в составе самолетов Ил-114-300, Ил-112В. Дана сравнительная оценка эффективности старой, ранее используемой в составе программного обеспечения БАРК-65СТМ, и предлагаемой передаточной функции управления НАК. Для новой передаточной функции управления НАК приведены результаты стендовых и летных испытаний.

**Ключевые слова:** алгоритм, передаточная функция; регулирование НАК; погрешность регулирования; производная программы регулирования.

**Актуальность** темы обусловлена жесткими требованиями по точности и устойчивости регулирования, предъявляемыми к электронной части системы управления НАК (блоку БАРК-65СТМ), высокой динамичностью процесса регулирования, а также изменением эксплуатационных характеристик НАК в широком диапазоне.

**Проблема** заключается в отсутствии в настоящее время достаточно эффективного алгоритма регулирования НАК и необходимости в связи с этим разработки нового алгоритма регулирования, который обеспечивал бы требуемую точность и устойчивость регулирования НАК на установившихся и динамических режимах при различных значениях эксплуатационных характеристик НАК.

Центральным вопросом при разработке нового алгоритма регулирования ВНА является выбор оптимальной передаточной функции.

Стендовые испытания двигателя показали, что ранее используемый в составе БАРК-65СТМ алгоритм управления НАК не обеспечивает требуемую точность регулирования, особенно на переходных режимах работы двигателя. Анализ стендовых испытаний показал, что погрешность регулирования НАК на режимах приемистости и сброса достигает порядка  $4 \div 5^\circ$ . Это связано с недостаточной чувствительностью старой передаточной функции на динамических режимах, не позволяющей формировать такой ток управления «Inак», который обеспечил бы максимально возможную скорость перекладки НАК. В старом алгоритме для регулирования НАК в каждом  $i$ -м цикле управления БАРК (длительность цикла составляет 25 мс) используется следующая передаточная функция [1]:

$$I_{\text{нак}, i} = K_{\text{пр}} * (A_{\text{нак\_прог}, i} - A_{\text{нак}, i}) - K_{\text{ос}} * I_{\text{нак}, i-1} + I_{\text{инт}, i}, \quad (1)$$

$$-35 \leq I_{\text{нак}, i} \leq 35, \quad (2)$$

$$I_{\text{инт}, i} = I_{\text{инт}, i-1} + K_{\text{инт1}} * (A_{\text{нак\_прог}, i} - A_{\text{нак}, i}) - K_{\text{инт2}} * \partial A_{\text{нак}, i} / dt, \quad (3)$$

$$I_{\text{инт}, 0} = 0, \quad (4)$$

$$-d_{\text{max}} \leq I_{\text{инт}, i} \leq d_{\text{max}}, \quad (d_{\text{max}} = 6 \text{ мА}), \quad (5)$$

где:  $I_{\text{нак}, i}$  — ток управления, подаваемый в исполнительные механизмы НАК на  $i$ -м цикле, мА;

$A_{\text{нак\_прог}, i}$  — программное (требуемое) положение угла установки НАК на  $i$ -м цикле;

$A_{\text{нак}, i}$  — фактическое значение угла установки НАК на  $i$ -м цикле;

$K_{\text{пр}}, K_{\text{ос}}$  — соответственно коэффициенты пропорциональности и обратной связи ( $K_{\text{пр}} = 6, K_{\text{ос}} = 0,3$ );

$I_{\text{инт}, i}$  — интегральная составляющая на  $i$ -м цикле управления, мА;

$K_{\text{инт1}}, K_{\text{инт2}}$  — соответственно пропорциональный и дифференциальный коэффициент интегратора ( $K_{\text{инт1}} = 0,02, K_{\text{инт2}} = 0,008$ );

$\partial A_{\text{нак}, i} / dt$  — производная фактического угла установки НАК на  $i$ -м цикле за время  $dt = 25 \text{ мс}, /с$ .

1. В статье предлагается новый алгоритм управления НАК, основанный на использовании адаптивной передаточной функции, которая, в отличие от ранее используемого подхода, обеспечивает динамичное изменение коэффициента усиления в канале управления НАК в зависимости от текущей скорости изменения программы регулирования. Это достигается, во-первых, за счет того, что коэффициент пропорциональной составляющей передаточной функции не является постоянным, а меняется в зависимости от величины и знака производной программы регулирования, и, во-вторых, за счет введения в передаточную функцию форсирующего и дифференциального звеньев. Новая передаточная функция выглядит следующим образом:

$$I_{\text{нак}, i} = K_{\text{пр}, i} * (A_{\text{нак\_прог}, i} - A_{\text{нак}, i}) + K_{\text{форс}} * \partial A_{\text{нак\_прог}, i} / \Delta t + K_{\text{диф}} * (\partial A_{\text{нак\_прог}, i} / \Delta t - \partial A_{\text{нак}, i} / \Delta t) + I_{\text{инт}, i}, \quad (6)$$

$$-35 \leq I_{\text{нак}, i} \leq 35, \quad (7)$$

$$I_{\text{инт}, i} = I_{\text{инт}, i-1} + K_{\text{инт1}} * (A_{\text{нак\_прог}, i} - A_{\text{нак}, i}) - K_{\text{инт2}} * \partial A_{\text{нак}, i} / dt, \quad (8)$$

$$I_{\text{инт}, 0} = 0, \quad (9)$$

$$d_{\text{min}} \leq I_{\text{инт}, i} \leq d_{\text{max}}, \quad (d_{\text{min}} = -6 \text{ мА}, d_{\text{max}} = +17 \text{ мА}) \quad (10)$$

где:  $\partial \text{Анак\_прог}, i / \Delta t$  — производная требуемого положения угла установки НАК на  $i$ -м цикле за время  $\Delta t$  ( $\text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i$ ), /с;

$\partial \text{Анак}, i / \Delta t$  — производная положения угла установки НАК на  $i$ -м цикле ( $\text{А}'_{\text{нак}}, i$ ), /с;

Кфорс — коэффициент при форсирующем звене передаточной функции (задается отдельно для положительной и отрицательной производной программы регулирования  $\text{А}'_{\text{нак\_прог}}$ );

Кпр,  $i$ , Кдиф — соответственно коэффициенты при пропорциональной и дифференциальной составляющих передаточной функции;

$\Delta t$  — шаг дифференцирования ( $\Delta t = 0,025$  с).

Вычисление коэффициента пропорциональности Кпр,  $i$  передаточной функции на  $i$ -м цикле БАРК осуществляется по формулам (табл. 1):

$$\text{Кпр}, i = \begin{cases} \text{Кпр\_сброс} & \text{при } \text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i \leq a1 \\ \text{Фсброс}(\text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i) & \text{при } a1 < \text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i < a2 \\ \text{Кпр\_min} & \text{при } a2 \leq \text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i \leq a3 \\ \text{Фприем}(\text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i) & \text{при } a3 < \text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i < a4 \\ \text{Кпр\_max} & \text{при } \text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i \geq a4, \end{cases}$$

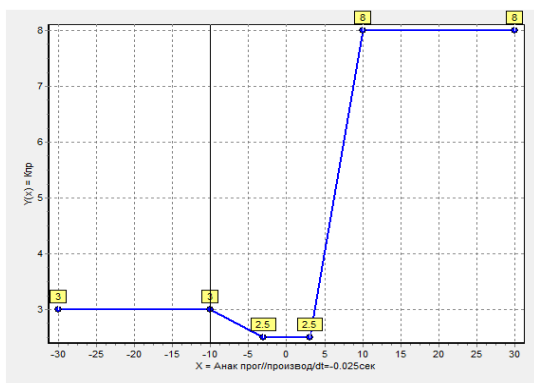
где:  $\text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i$  — производная программы регулирования на  $i$ -м цикле за время  $\Delta t$ , /с;

$\text{Фсброс}(\text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i)$ ,  $\text{Фприем}$  — линейные функции от производной программы регулирования.

Т а б л и ц а 1

$\text{А}'_{\text{нак\_прог}}, i$	$a1 = -10$	$a2 = -3$	$a3 = +3$	$a4 = +10$
Кпр	3	2,5	2,5	8

Функция для вычисления коэффициента пропорциональности Кпр =  $\text{F}(\text{А}'_{\text{нак\_прог}})$  приведена на рисунке 1.



**Рис. 1.** Функция для вычисления коэффициента пропорциональности  $K_{пр} = F(A'_{нак\_прог})$

2. Старая (ранее используемая в БАРК-65СТМ) и новая (предлагаемая в статье) передаточные функции управления НАК были проверены в ходе стендовых испытаний двигателя, а также в ходе летных испытаний в составе летающей лаборатории на базе Ил-76.

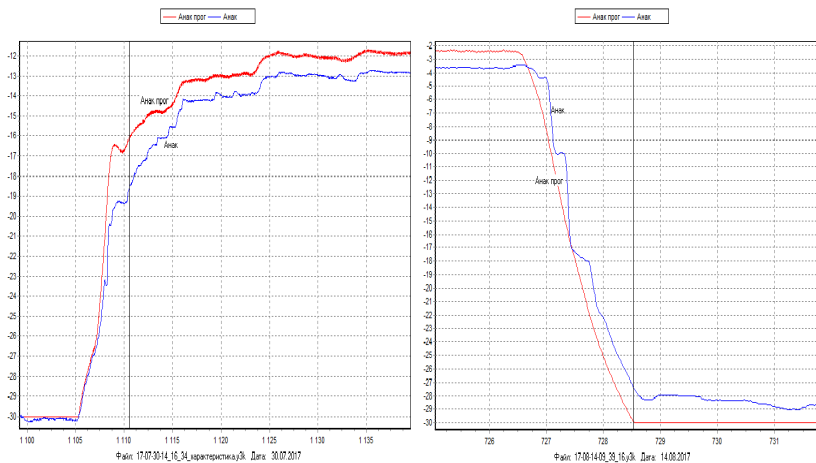
При этом в ходе испытаний оценивались максимальная погрешность регулирования НАК на динамических (приемистость, сброс) и установившихся режимах, а также величина и продолжительность перерегулирования НАК при выходе на установившийся режим. Оценивалась также зависимость погрешности регулирования НАК от скорости приемистости и сброса.

Результаты стендовых и летных испытаний (параметры работы двигателя) записывались в файлы формата “.узк”, аналитическая обработка которых осуществлялась с помощью специальной программы «Анализатор».

Отдельные результаты стендовых и летных испытаний для старой и новой передаточных функций управления НАК приведены на рисунках 2–10.

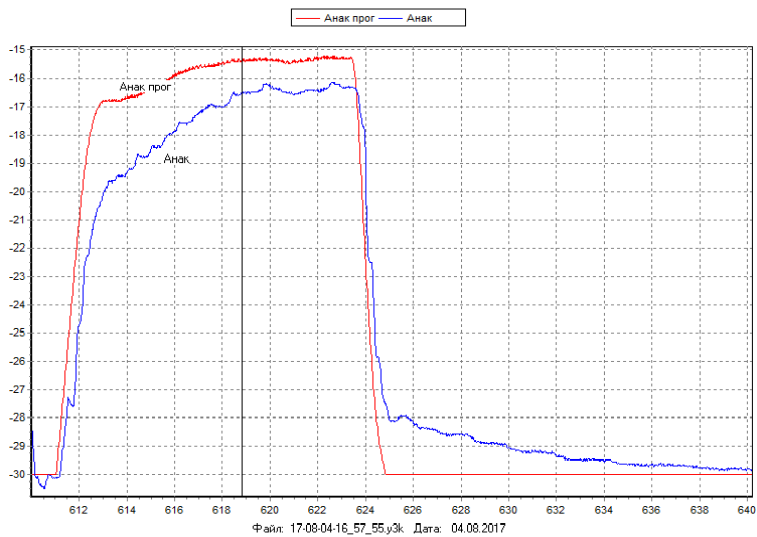
Стендовые испытания показали, что при использовании **старой** передаточной функции (см. рис. 2):

- погрешность регулирования достигала на режимах приемистости 4–4,7°, сброса — 4,5–5°, имело место затянутое (до 30 с) перерегулирование при выходе на установившийся режим, а также в ряде случаев процесс регулирования НАК носил колебательный характер;
- вариация коэффициентов передаточной функции не привела к сколь угодно значительному улучшению качества процесса регулирования НАК.



а) погрешность регулирования  $< 4,3^\circ$

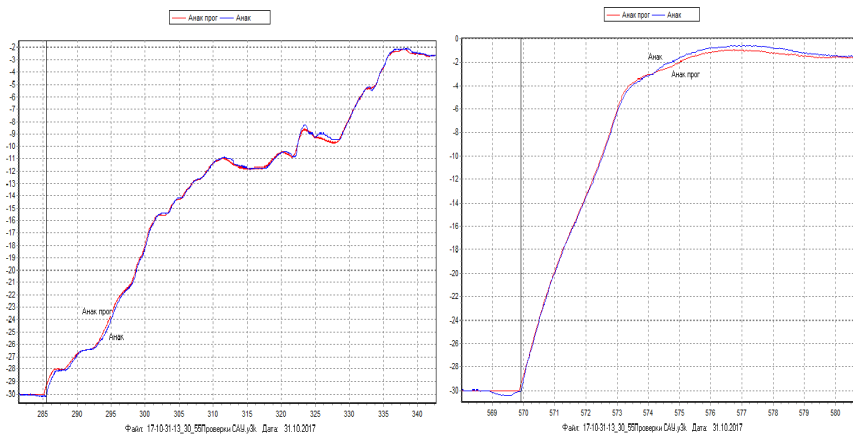
б) погрешность регулирования  $< 4,9^\circ$



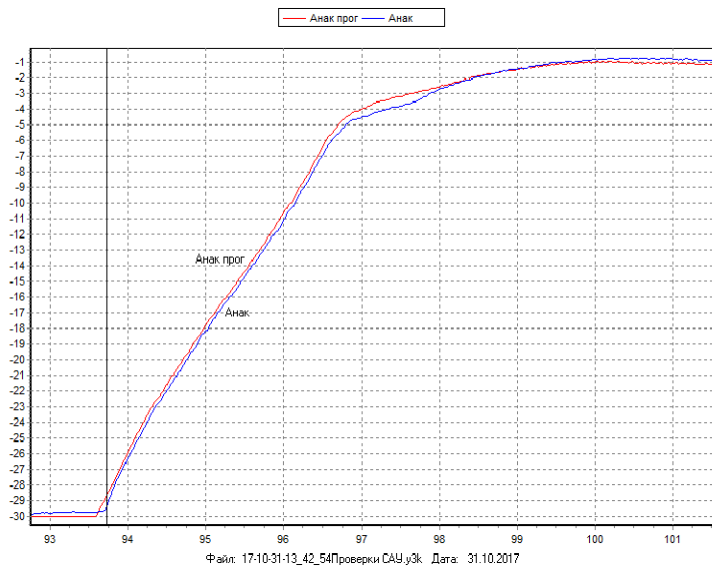
в) погрешность регулирования: приемистость  $< 4,6^\circ$ , сброс  $< 4,1^\circ$

**Рис. 2.** Старый алгоритм. Стенд

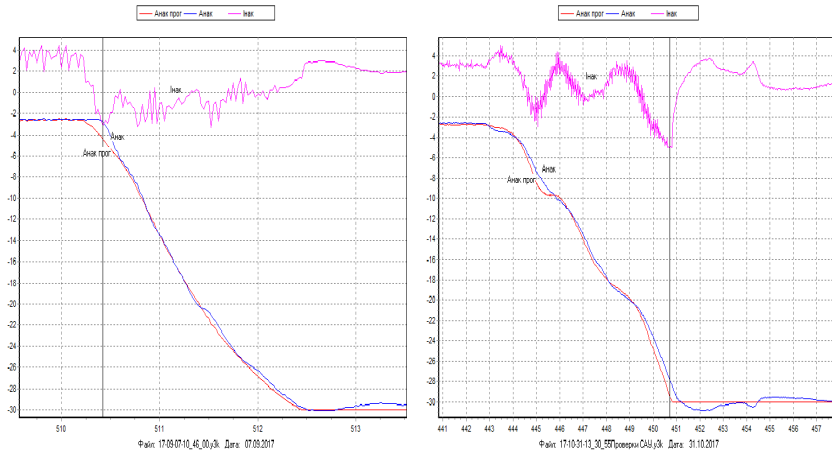




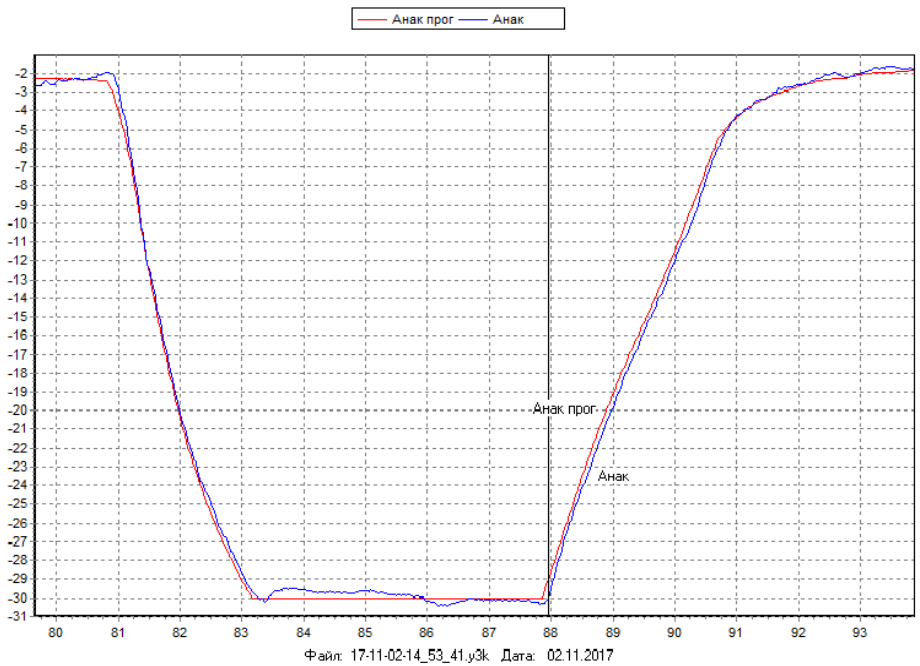
**Рис. 3.** Новый алгоритм. Стенд. Приемистость — погрешность регулирования  $< 0,7^\circ$



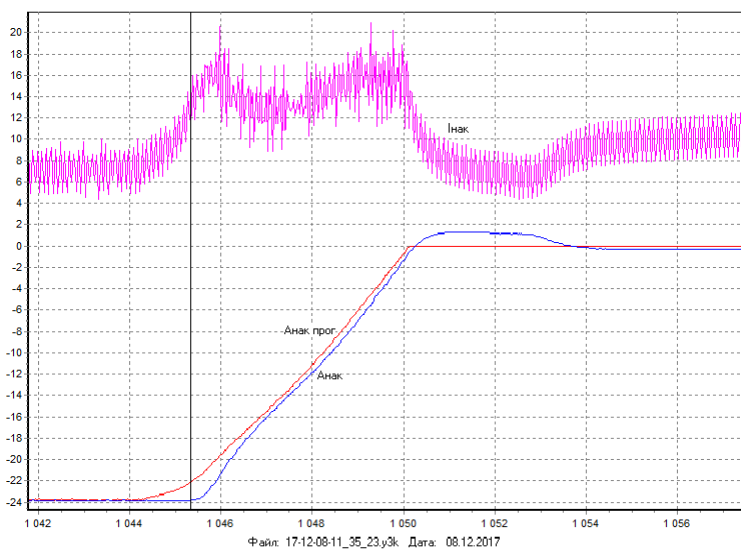
**Рис. 4.** Новый алгоритм. Стенд. Приемистость — погрешность регулирования  $< 0,7^\circ$



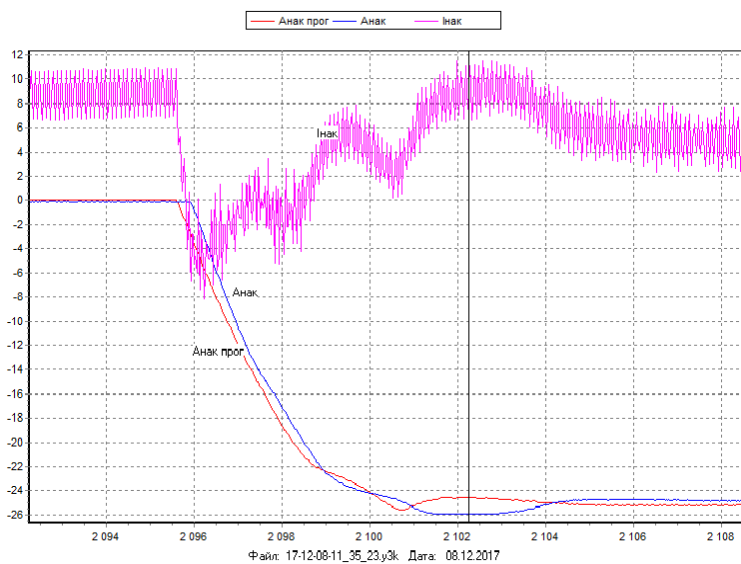
**Рис. 5.** Новый алгоритм. Стенд. Сброс — погрешность регулирования  $< 0,8-1,7^\circ$



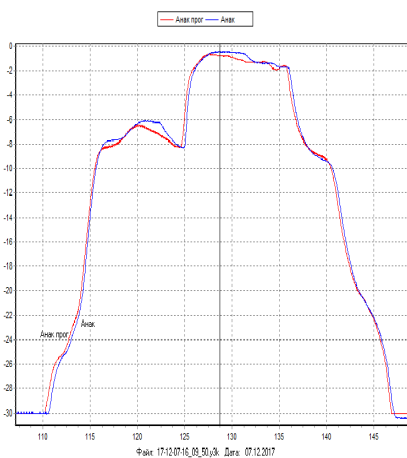
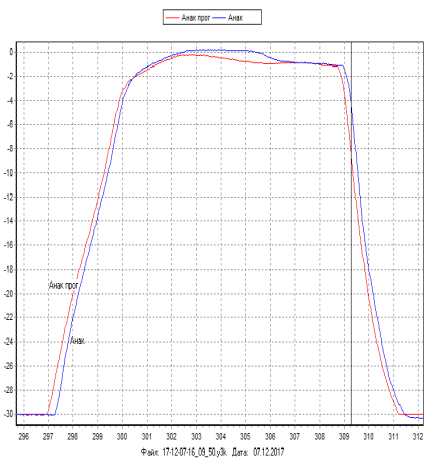
**Рис. 6.** Новый алгоритм. Стенд. Погрешность регулирования: приемистость  $< 1^\circ$ , сброс  $< 1,2^\circ$



**Рис. 7.** Новый алгоритм. Полет 08.12.2017. Погрешность регулирования — приемистость  $< 2,1^\circ$



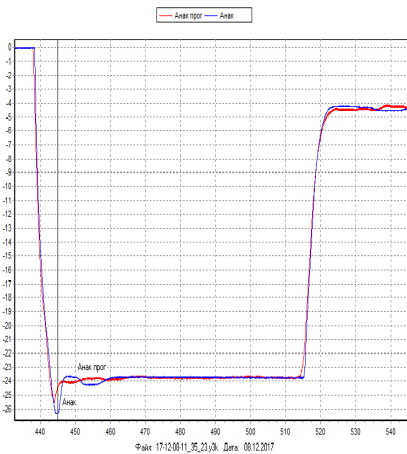
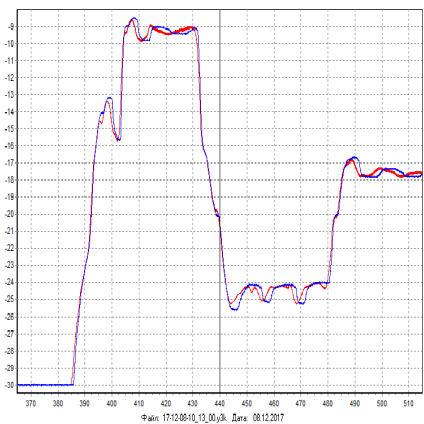
**Рис. 8.** Новый алгоритм. Полет 08.12.2017. Погрешность регулирования — сброс  $< 2,8^\circ$



а) погрешность регулирования < 3,2–4,3°

б) погрешность регулирования < 1,4–2,8°

**Рис. 9.** Новый алгоритм. Полет 07.12.2017.



а) погрешность регулирования < 2,1°

б) погрешность регулирования < 1,8–3,5°

**Рис. 10.** Новый алгоритм. Полет 08.12.2017.

Данные результаты объясняются тем, что основной (наиболее весомый) коэффициент — коэффициент пропорциональности «Кпр» является фиксированным, что делает передаточную функцию недостаточно чувствительной к изменению темпа приемистости (сброса) и, как следствие, приводит к снижению точности процесса регулирования НАК на динамических режимах.

Анализ результатов стендовых и летных испытаний **новой** передаточной функции показал (см. рис. 3–10):

- на стендовых испытаниях погрешность регулирования НАК составила: на приемистости — не более  $0,7-1^\circ$ , на сбросе — не более  $0,8-2^\circ$ ;
- В ходе летных испытаний погрешность регулирования НАК составила: на приемистости — не более  $1,4-3,2^\circ$ , на сбросе — не более  $2-4,3^\circ$ ;
  - величина перерегулирования при выходе на установившийся режим не превысила  $0,5-1^\circ$ , а продолжительность перерегулирования — не более  $2-2,5$  с;
  - величина формируемого передаточной функцией тока управления «Iнак» на динамических режимах существенно зависела от скорости изменения программы регулирования «Анак прог»;
  - регулирование НАК осуществлялось достаточно устойчиво на динамических и установившихся режимах.

При этом для выбора наиболее эффективной передаточной функции в ходе стендовых испытаний была проведена вариация ее коэффициентов, по результатам которой были определены примерные границы области их оптимальных значений.

Таким образом, можно говорить о существенном улучшении качества процесса регулирования НАК с помощью новой передаточной функции по сравнению с используемой ранее передаточной функцией.

Вместе с тем проведенные испытания показали, что равновесный ток управления «Iнак» в процессе регулирования НАК в ряде случаев является достаточно большой величиной и может меняться в широком диапазоне значений — от  $[+3, +10]$  мА на нижнем упоре (при прикрытии НАК) до  $[+17, +19]$  мА на верхнем упоре (при раскрытии НАК). Соответственно, для обеспечения требуемой точности регулирования на упорах значение интегратора в передаточной функции должно быть достаточно большим ( $d_{\max} = +17$  мА). Поэтому, как показали испытания, при увеличении равновесного тока (смещении «0») до  $+9$  мА и более погрешность регулирования НАК при полном сбросе на этапе страгивания с верхнего упора может достигать  $4-5^\circ$  (из-за необходимости «выбрать» накопленный интегратор).

Для решения проблемы большого смещения «0» и снижения погрешности регулирования на сбросе передаточная функция может быть модифицирована следующим образом:

- при одновременном выполнении условий

$$A'_{\text{нак\_прог}} < v_1 \quad (v_1 = -3^\circ/\text{с}), \quad \Delta_{\text{нак}} = \text{Анак\_прог} - \text{Анак} \leq \Delta_1 \quad (\Delta_1 = -2^\circ)$$

коэффициент пропорциональности передаточной функции (6) вычисляется по формуле

$K_{пр} + b$ , где  $b = |\Delta_{нак}| * K_{ус}$  ( $K_{ус}$  — коэффициент усиления).

При выполнении условия  $\Delta_{нак} > \Delta_1 + \Delta_2$  ( $\Delta_1 = +0,5^\circ$ ) коэффициент пропорциональности вычисляется без учета величины  $b$ .

- при выполнении условия  $A'_{нак\_прог} \leq v_2$  ( $v_2 = -9^\circ/c$ ) интегратор Инт передаточной функции (6) обнуляется (один раз), а затем продолжает накапливаться в соответствии с формулой (8).

Еще одним способом борьбы со смещением «0» является повышение частоты формирования и выдачи на исполнительные механизмы (ИМ) НАК тока управления «Инак», т. е. не один раз за такт (0,025 с), как сейчас в БАРК-65СТМ, а, например, 5 раз за такт. При этом программа регулирования Анак прог, как и прежде, будет вычисляться один раз за такт, а фактическое положение Анак и, соответственно, ток управления «Инак» будет вычисляться в соответствии с передаточной функцией 5 раз за такт.

Как показывает опыт, например БАРК-42, повышение частоты вычисления тока управления в 5 раз позволяет примерно в 2–2,5 раза снизить погрешность регулирования, в том числе, при значительном смещении «0» (до [+10, +12] мА).

### **Выводы:**

1. Предлагаемая в статье новая передаточная функция обеспечивает более точное и устойчивое управление НАК на динамических и установившихся режимах по сравнению со старой, используемой ранее в БАРК-65СТМ, передаточной функцией.
2. Результаты стендовых и летных испытаний показали, что новая передаточная функция позволяет примерно в 1,5–2 раза снизить погрешность регулирования НАК на приемистости и сбросе по сравнению со старой передаточной функцией. Так, в ходе стендовых испытаний погрешность регулирования НАК составила: на приемистости не более  $0,7-1^\circ$ , сбросе — не более  $0,5-2^\circ$ .
3. Испытания показали, что в ряде случаев имеет место значительное (до [+17, +19] мА) смещение «0», что приводит к повышению погрешности регулирования на сбросе до  $3-5^\circ$ . Для решения этой проблемы предлагается увеличить коэффициент пропорциональности с учетом рассогласования между программным и фактическим значением положения НАК, а также повысить частоту формирования и выдачи на ИМ НАК тока управления «Инак».
4. Предложенная передаточная функция носит достаточно универсальный характер и может быть использована для управления НАК других БАРК, например, БАРК-6В.

### **Литература**

1. *Кокунин Ю. В.* Модификация алгоритма регулирования НАК (БАРК-6В) — СПб.: ОАО «Климов», техническая справка, 2012. — 14 с.

*Г. Д. Душиц-Козан, К. Д. Климов, О. М. Морозова, М. Ю. Обоинцев*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург,  
klimov@klimov.ru

## **ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ В ДВИГАТЕЛЬ ДЛЯ ПРОГРАММ ЕГО УПРАВЛЕНИЯ**

**Аннотация.** В статье рассмотрен вопрос выявления достоверности величины измеренной температуры воздуха  $T_{ВХ}^*$  на входе в двигатель при измерении этого параметра как измерительной системой летательного аппарата, так и системой измерений системы автоматического управления и контроля силовой установки этого летательного аппарата. Приведена методология выявления наиболее достоверного значения этого параметра для использования в системе автоматического управления двигателем.

### **1. Актуальность работы**

В программах управления газотурбинными двигателями (ГТД) при их применении в силовых установках летательных аппаратов (ЛА), как правило, используется температура воздуха  $T_{ВХ}^*$  на входе в ГТД. Измерение этой температуры производится как измерительной системой ЛА, так и системой автоматического управления (САУ) ГТД.

Опыт эксплуатации ГТД на различных типах ЛА показал, что в ряде случаев температура  $T_{ВХ}^*$ , измеренная системами ЛА, существенно отличается от этой же температуры, измеренной САУ ГТД. При этом, поскольку в измерительной системе ЛА обеспечивается динамическая коррекция инерционности датчиков, измеряющих температуру  $T_{ВХ}^*$ , температура  $T_{ВХ}^*$  от этой системы принимается в полете как наиболее близкая к истинной. Такая динамическая коррекция в САУ двигателя выполнена быть не может, поскольку в ней отсутствует необходимая информация по углам атаки и скольжения, величинам перегрузок и другим факторам, сказывающимся на условиях обтекания датчиков измерения как системы ЛА, так и датчиков САУ ГТД. Установка датчика  $T_{ВХ}^*$  для САУ ГТД непосредственно на входе в двигатель делала бы этот замер наиболее достоверным, но такой установки, как правило, избегают для исключения разрушения двигателя при поломке датчика.

Передача откорректированной по условиям полета температуры  $T_{ВХ}^*$  из измерительной системы ЛА в цифровой блок САУ ГТД производится в виде цифрового сигнала, который сопровождается признаком достоверности. При этом температура  $T_{ВХ}^*$ , измеренная системой ЛА, включается в программы управления ГТД только при условии наличия этого признака. Выбор источника  $T_{ВХ}^*$  в программах управления — от систем ЛА или измеренного САУ, определяется затем конкрет-

ными алгоритмами САУ. Как правило принимается наименьшее из значений температур с целью исключить влияние нагрева датчика солнцем.

Пример взаимного изменения откорректированного и некорректированного значений  $T_{ВХ}^*$  в полете ЛА показано на рисунке 1. Как видно из рисунка 1, это отличие достигает величины  $\pm 15^\circ\text{C}$ . В то же время опыт эксплуатации показал, что при наличии сбоев в системе ЛА измерения  $T_{ВХ}^*$  имели место передачи в САУ ГТД недостоверных значений  $T_{ВХ}^*$  с признаком их достоверности. На рисунке 2 показано изменение значений температур  $T_{ВХ}^*$  от датчиков САУ и ЛА. Как видно из графика, величина основного значения температуры для САУ ГТД находится ниже фактической температуры на  $60^\circ\text{C}$ . При этом система ЛА не сформировала признак недостоверности параметра. Это привело к уменьшению расхода топлива в соответствии с программой управления САУ по величине  $T_{ВХ}^*$ , что привело к потере тяги двигателя на величину порядка 20%. В этой связи очевидна необходимость разработки методологии исключения недостоверной информации о значении  $T_{ВХ}^*$  средствами САУ ГТД до ее поступления в программы управления. Ниже приведена такая методология, разработанная для САУ ГТД, содержащей два независимых канала измерения  $T_{ВХ}^*$ , который устанавливается на ЛА также с двумя каналами измерения  $T_{ВХ}^*$ .

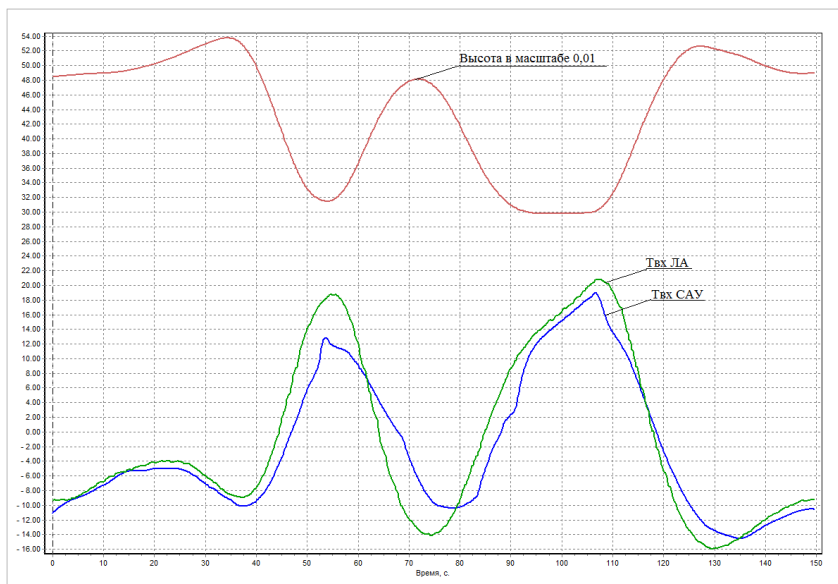


Рис. 1



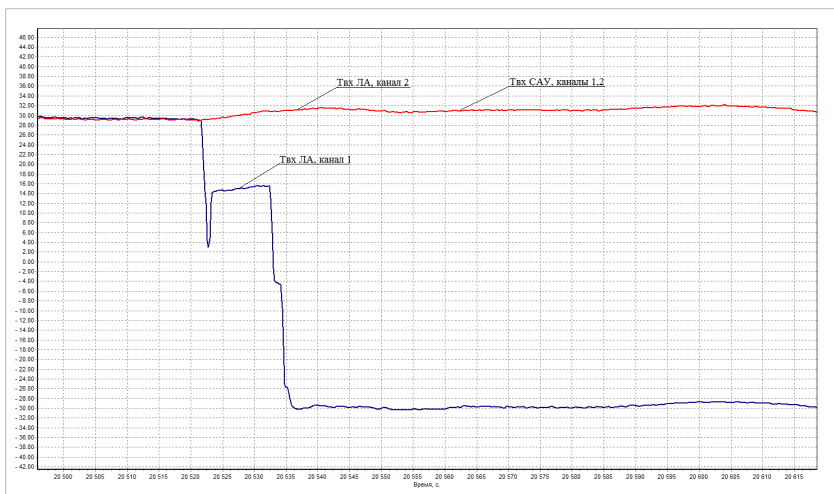


Рис. 2

## 2. Методология исключения недостоверной информации.

При контроле необходимо учитывать метрологические характеристики датчиков и каналов измерения  $T_{ВХ}^*$  САУ ГТД и измерительной системы ЛА.

Введем обозначения:

$T_{САУ1}$ ,  $T_{САУ2}$  — значения  $T_{ВХ}^*$  по каналам 1 и 2 САУ ГТД,

$T_{ЛА1}$ ,  $T_{ЛА2}$  — значения  $T_{ВХ}^*$  по каналам 1 и 2 измерительной системы ЛА,

$\Delta T_{САУ}$  — погрешность измерения температуры  $T_{ВХ}^*$  системой САУ,

$\Delta T_{ЛА}$  — погрешность измерения температуры  $T_{ВХ}^*$  системой ЛА,

$\Delta T_{КОРР}$  — допустимая величина рассогласования  $T_{САУ}$  и  $T_{ЛА}$  из-за коррекции по динамическим условиям полета.

Рассмотрим измерение величины  $T_{ВХ}^*$  в статических условиях полета либо в наземных условиях. При отсутствии отказов в различных источниках информации разброс величин температуры  $T_{ВХ}^*$  определяется метрологическими характеристиками измерительных каналов, включающих датчики измерения  $T_{ВХ}^*$ .

Очевидно, что различие значений  $T_{ВХ}^*$ , измеренного САУ по двум каналам, не превысит значения  $2 \cdot \Delta T_{САУ}$ , измеренного ЛА — значения  $2 \cdot \Delta T_{ЛА}$ , между САУ и ЛА в любых комбинациях в статических условиях — значения  $(\Delta T_{САУ} + \Delta T_{ЛА})$ .

С учетом того, что в измерительной системе ЛА осуществляется коррекция измеренной величины  $T_{ВХ}^*$  в динамике, максимальное рассогласование величин  $T_{ВХ}^*$  от САУ и от ЛА не будет превосходить величины  $\Delta T_{САУ-ЛА} = (\Delta T_{САУ} + \Delta T_{КОРР} + \Delta T_{ЛА})$ .

Очевидно, что выполнение хотя бы одного из условий:

$$|T_{CAУ1} - T_{CAУ2}| > 2 \cdot \Delta T_{CAУ},$$

$$|T_{ЛА1} - T_{ЛА2}| > 2 \cdot \Delta T_{ЛА},$$

$$|T_{CAУi} - T_{ЛАj}| > \Delta T_{CAУ-ЛА}, \quad i = 1, 2; j = 1, 2$$

является признаком наличия отказа в одном из каналов измерения.

Приведенные соотношения определены для двух каналов измерения  $T_{ВХ}^*$  в САУ ГТД и двух каналов измерения  $T_{ВХ}^*$  в измерительной системе ЛА. Если в этих системах число каналов превышает 2, то может быть применен также мажоритарный принцип выявления недостоверного значения. Случай, когда САУ ГТД или ЛА содержит только один датчик, эквивалентен работе при наличии одного отказа и рассмотрен в настоящей статье.

### 3. Алгоритм выявления недостоверного значения $T_{ВХ}^*$ .

3.1. Особенностью величины  $T_{ВХ}^*$  является то, что значение  $T_{ВХ}^*$  практически не связано какими-либо параметрами работы двигателя или параметрами полета. Поэтому определение достоверности значений  $T_{ВХ}^*$  возможно осуществлять путем сравнения между собой значений, полученных от различных источников информации. Проработка вариантов алгоритмов показала, что выявление источника недостоверной информации исключительно комбинаторными методами нерационально. Кроме того, при анализе необходимо учитывать различные характеристики  $T_{ВХ}^*$  от различных источников информации — датчиков САУ и ЛА. Оптимальным, на наш взгляд, является алгоритм попарного сравнения с вычислением отклонений значений  $T_{ВХ}^*$  от среднего значения. При этом такой алгоритм позволит выявить недостоверность информации от любого источника данных о  $T_{ВХ}^*$ .

Для проведения такого контроля должны быть вычислены значения

$$|T_{CAУ1} - T_{ЛА1}| = \Delta_1,$$

$$|T_{CAУ1} - T_{ЛА2}| = \Delta_2,$$

$$|T_{CAУ2} - T_{ЛА1}| = \Delta_3,$$

$$|T_{CAУ2} - T_{ЛА2}| = \Delta_4,$$

$$|T_{CAУ1} - T_{CAУ2}| = \Delta_5,$$

$$|T_{ЛА1} - T_{ЛА2}| = \Delta_6,$$

Предельно допустимые величины отклонений  $\Delta_1 \dots \Delta_6$  составляют  $E_1 \dots E_6$  и определяются в соответствии с разделом 2. Очевидно, что в рассматриваемом случае  $E_1 = E_2 = E_3 = E_4 = (\Delta T_{КОРР} + \Delta T_{CAУ} + \Delta T_{ЛА})$ ,  $E_5 = 2 \cdot \Delta T_{CAУ}$ ,  $E_6 = 2 \cdot \Delta T_{ЛА}$ .

3.2. Пусть событие А охватывает соотношение между собой величин  $T_{ВХ}^*$ , измеренных одной системой (либо САУ, либо ЛА), событие В — соотношения между собой величин  $T_{ВХ}$ , измеренных разными системами. Тогда пусть имеют место события

$$A = A_1 = (\Delta_5 \leq E_5) \wedge (\Delta_6 \leq E_6),$$

$$B = B_1 = [(\Delta_1 \leq E_1) \wedge (\Delta_2 \leq E_2) \wedge (\Delta_3 \leq E_3) \wedge (\Delta_4 \leq E_4)].$$

Очевидно, если выполняется условие  $A_1 \wedge B_1$ , информация о величинах  $T_{ВХ}^*$  в обоих каналах САУ и в обоих каналах измерительной системы ЛА достоверна. В программах САУ ГТД используется  $T_{ВХ}^*$  в соответствии с разделом 1 статьи.

Пусть имеет место событие

$$B = B_2 = [(\Delta_1 > E_1) \wedge (\Delta_2 > E_2) \wedge (\Delta_3 > E_3) \wedge (\Delta_4 > E_4)].$$

Тогда при выполнении условия  $A_1 \wedge B_2$  выявить однозначно источник недостоверности информации о величине  $T_{ВХ}^*$  не представляется возможным, поскольку в каждой из систем — САУ и измерительной системе ЛА, разность измеренных  $T_{ВХ}^*$  находится в допустимых пределах, но при сравнении измеренных данных в разных системах эта разность выходит за допустимое значение во всех комбинациях сравнения. В этом случае целесообразно использовать информацию от системы САУ либо ЛА, вероятность отказа которой, определяемая расчетными методами или по статистическим данным, меньше.

Пусть имеет место событие

$$A = A_2 = (\Delta_5 > E_5) \wedge (\Delta_6 > E_6).$$

При выполнении условия  $A_2 \wedge B_2$  недостоверной полагается информация от всех каналов измерения. В таком случае работа САУ ГТД должна осуществляться по алгоритмам работы при отсутствии поступления информации о  $T_{ВХ}^*$  либо использовать в управлении значение  $T_{ВХ}$  от канала с меньшей вероятностью отказа.

Очевидно также, что условие  $A_2 \wedge B_1$  физически нереализуемо.

Если условия  $A_i \wedge B_j$ ,  $i = 1, 2$ ;  $j = 1, 2$  не выполняется, то для выявления недостоверного источника информации наиболее рациональным является сравнение значений от всех измеренных значениях  $T_{ВХ}^*$  со средним значением по этим измерениям. Источник величины  $T_{ВХ}^*$  с ее значением с наибольшим отклонением от среднего следует рассматривать как источник недостоверной информации и исключать из дальнейшего анализа.

3.3. При исключении из обработки информации от одного из измерительных каналов рассмотрим случаи наличия дефекта в одном из каналов САУ и в одном из каналов ЛА.

3.3.1. Дефект в одном измерительном канале САУ.

Пусть в этом случае имеет место событие

$$B = B_3 = [(\Delta_1 \leq E_1) \wedge (\Delta_2 \leq E_2)] \vee [(\Delta_3 \leq E_3) \wedge (\Delta_4 \leq E_4)].$$

При условии события  $(\Delta_6 \leq E_6) \wedge B_3$  информация как в работоспособном канале САУ, так и в обоих каналах ЛА является достоверной. Если имеет место событие  $(\Delta_6 > E_6) \wedge \bar{B}_3$ , то недостоверной полагается информация от всех источников — от обоих каналов САУ и от обоих каналов ЛА.

В остальных случаях источник недостоверной информации определяется аналогично п. 3.2 по наибольшему отклонению от среднего значения, вычисляемого по достоверным значениям  $T_{ВХ}^*$ .

3.3.2. Дефект в одном измерительном канале ЛА.

Пусть в этом случае имеет место событие

$$B = B_4 = [(\Delta_1 \leq E_1) \wedge (\Delta_3 \leq E_3)] \vee [(\Delta_2 \leq E_2) \wedge (\Delta_4 \leq E_4)].$$

При условии события  $(\Delta_5 \leq E_5) \wedge B_4$  информация как в работоспособном канале ЛА, так и обоих каналах САУ является достоверной. Если имеет место событие  $(\Delta_5 > E_5) \wedge \overline{B_4}$ , то недостоверной полагается информация от всех источников — от обоих каналов САУ и от обоих каналов ЛА.

В остальных случаях источник недостоверной информации определяется аналогично п. 3.2 по наибольшему отклонению от среднего значения, вычисляемого по достоверным значениям  $T_{ВХ}^*$ .

3.4. При выявленных дефектах в двух каналах измерения  $T_{ВХ}$  — обоих каналах ЛА, обоих каналах САУ либо одном канале САУ и одном канале ЛА должно осуществляться сравнение измеренных величин от работоспособных каналов. Если разность значений их величин  $\Delta_i \geq E_i$ ,  $i = 1 \dots 6$ , то недостоверной полагается информация от всех источников данных.

#### 4. Дополнительные требования к контролю

Очевидно, что при реализации рассмотренного метода целесообразно:

- принимать решение об достоверности информации в течение заданного времени, назначаемого исходя из характеристик САУ ГТД и ЛА;
- анализировать характер изменения значения  $T_{ВХ}$  во времени.

#### Заключение

1. Рассмотренный в настоящей статье метод установления достоверности информации об измеренной в разных системах — в САУ ГТД и в ЛА, температуры  $T_{ВХ}^*$  воздуха на входе в двигатель может быть применен и для определения достоверности других параметров двигателя в системе САУ.
2. Предлагаемый метод может быть достаточно просто модифицирован при изменении количества датчиков САУ ГТД и измерительной системы ЛА.

*А. Н. Удодов<sup>1</sup>, О. М. Морозова<sup>2</sup>*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

<sup>1</sup>udodov@klimov.ru, <sup>2</sup>ommorozova@klimov.ru

## **ПРИНЦИПЫ МНОГОЛУЧЕВОГО РАСПРОСТРАНЕНИЯ СИГНАЛОВ БЕСПРОВОДНОЙ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ГТД**

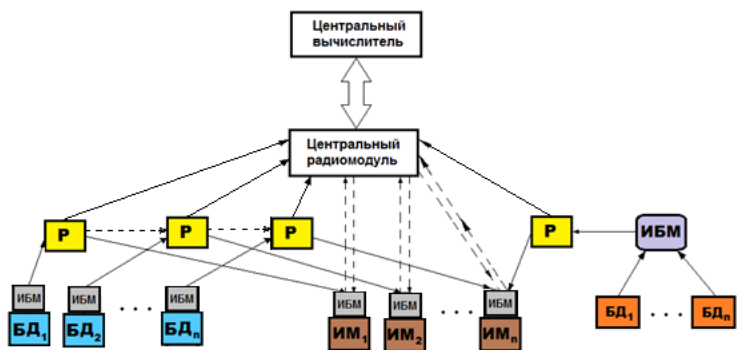
**Аннотация.** Данная статья посвящена проблеме нахождения мощности принимаемого сигнала при многолучевом распространении сигнала в канале связи беспроводной системы контроля параметров газотурбинного двигателя. Представлена концепция построения системы автоматического управления нового поколения с распределенной архитектурой, интеллектуальными модулями и беспроводными датчиками. Дано краткое описание принципа работы симулятора многолучевого распространения сигнала систем связи. Подробно рассмотрен физический принцип многолучевого распространения сигналов. Приведены ключевые формулы, используемые при расчете напряженности электрического поля в точке приема сигнала.

### **Введение**

Одним из основных направлений в разработке и модернизации авиационных газотурбинных двигателей является повышение показателей надежности, контролепригодности и, в конечном итоге, снижение стоимости эксплуатации. В решении этой задачи важнейшую роль играет развитие систем автоматического управления и контроля, где основным является направление создания распределенных по архитектуре систем. При принятии данной концепции появляется возможность получения дополнительных преимуществ по увеличению надежности и масштабируемости системы за счет применения новых технологий передачи данных по цифровым каналам связи.

На рисунке 1 представлена структурная схема распределенной системы автоматического управления (САУ) с беспроводными датчиками и интеллектуальными исполнительными механизмами [1].

На схеме используются следующие обозначения: БД<sub>1</sub>, БД<sub>2</sub>, ..., БД<sub>n</sub> — беспроводные датчики; ИМ<sub>1</sub>, ИМ<sub>2</sub>, ..., ИМ<sub>n</sub> — исполнительные механизмы; ИБМ — интеллектуальный беспроводной модуль обработки и передачи данных; Р — ретранслятор данных. Сплошной стрелкой обозначены каналы основной передачи данных, а пунктирной — дублирующие или резервные каналы [1].



**Рис. 1.** Архитектура распределенной САУ с беспроводными датчиками и исполнительными механизмами

САУ, представленная на рисунке 1, содержит беспроводные датчики с интеллектуальными беспроводными модулями и интеллектуальные исполнительные механизмы (ИИМ). ИБМ могут быть непосредственно прикреплены к датчику либо осуществлять от него прием и ретрансляцию первичной информации по беспроводной сети. В совокупности БД и ИБМ образуют интеллектуальный беспроводной датчик (ИБД). Датчики передают результат измерения в интеллектуальные модули ИМ и в центральный вычислитель. На основе полученных данных интеллектуальные модули ИМ / центральный вычислитель формируют управляющие команды для исполнительных механизмов. Ретрансляторы служат для обеспечения работы беспроводной сети на расстояниях, превышающих радиус действия передатчиков, входящих в состав конечных узлов сети. Сетевой интерфейс служит для приема данных от беспроводных датчиков и обмена информацией между интеллектуальными исполнительными механизмами с центральным вычислителем.

Центральный вычислитель осуществляет:

- сбор и анализ данных от всех узлов САУ, реализацию заданных алгоритмов регулирования;
- выдачу управляющих команд, полученных от бортовых систем;
- анализ технического состояния силовой установки;
- хранение полетной информации [1].

При построении подсистемы беспроводной передачи данных системы автоматического управления и контроля авиационного газотурбинного двигателя одной из основных технических проблем является многолучевое распространение радиосигнала, возникающее в результате множества переотражений от конструктивных элементов двигателя и мотогондолы, в которой он установлен. Для решения такой

проблемы необходим симулятор, позволяющий учитывать реальные условия среды и физико-технические условия приема-передающей аппаратуры при расчете электромагнитных полей. Существующие на рынке симуляторы, такие как HFWorks, COMSOL, HFSS, не позволяют учесть все указанные требования. В связи с этим была необходима разработка программного комплекса трехмерного моделирования многолучевого распространения сигналов систем связи. Модель расчета многолучевого распространения сигнала от передатчиков к приемникам состоит из трех основных частей: интерфейса пользователя, геометрической модели и физической модели распространения сигнала. В данной статье более подробно рассмотрена физическая модель распространения сигналов, которая решает задачи расчета физических параметров сигнала в точках приема, используя геометрические данные путей. Входными данными для работы физической модели, сформированными графическим интерфейсом и геометрической моделью, являются:

- характеристики приемников/передатчиков (поляризация, диаграмма направленности, тип антенны, ориентация в пространстве, потери системы и т. д.);
- физические свойства материалов среды (диэлектрическая проницаемость, проводимость, толщина материалов);
- параметры излучаемого сигнала (тип, форма, мощность, частота, координаты путей распространения).

Модель распространения построена на развитии классических уравнений Максвелла — Гельмгольца [2] с использованием асимптотических методов Зимерфельда — Рюнге и Люнгерберга —Клайна [3].

Классические электрические поля, переписанные таким образом, называются приближением геометрической оптики. Соответственно, сигнал представлен в виде распределения электрического поля  $E$ , а его поляризация задается ориентацией вектора в пространстве.

При взаимодействии луча с поверхностью или с кромкой поверхности происходит потеря мощности, которая записывается в виде комплексных коэффициентов отражения, пропускания и дифракции. Все используемые коэффициенты учитывают поляризационные свойства волн, а также геометрические и физические свойства объектов, с которыми взаимодействует волна [3].

Для моделирования реальных условий в физическую модель также добавлены параметры антенн и их диаграмм направленности. Используя графический интерфейс, можно задавать начальные значения амплитуды и фазы. При вращении антенн в пространстве возможно появление дополнительных поляризационных потерь, которые описаны в модели через соответствующий коэффициент, который характеризуется степенью поляризационной согласованности передающей и приемной антенн [4].

Базовыми выходными параметрами физического блока являются значения напряженности  $E$ -поля, время и углы распространения сигналов.

## Принцип работы физической модели распространения сигналов

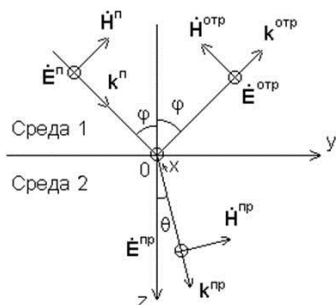
По полученным геометрическим данным для каждой траектории, на которой находятся один приемник и один передатчик, рассчитывается ее длина, которая используется в расчете напряженности электрического поля.

Действующее значение напряженности электрического поля в точке приема электромагнитной волны, которая распространяется в свободном пространстве, вычисляется по формуле [5]:

$$E = G_{Tx} G_{Rx} \sqrt{\frac{P_w \eta_0}{2\pi}} \frac{e^{-\frac{2\pi f r}{c}}}{r}, \quad (1)$$

где  $G_{Tx}$  — коэффициент усиления передающей антенны,  $G_{Rx}$  — коэффициент усиления приемной антенны,  $P_w$  — мощность передатчика,  $\eta_0$  — волновое сопротивление вакуума,  $f$  — частота сигнала,  $r$  — расстояние от передатчика до приемника,  $c$  — скорость света.

При падении электромагнитной волны на границу двух сред с различной диэлектрической проницаемостью происходит отражение волны (рис. 2,  $k_{отр}$ ).



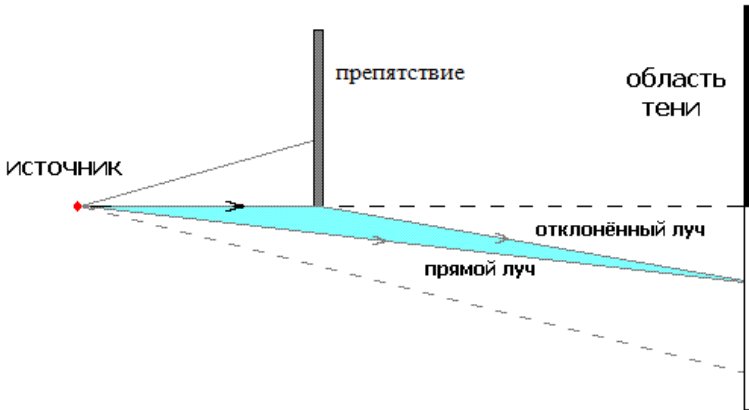
**Рис. 2.** Отражение и преломление электромагнитной волны

Расчет коэффициентов отражения может осуществляться одним из трех следующих способов [5]:

- согласно модели Френеля, которая описывает прохождение электромагнитной волны через границу раздела двух бесконечных полупространств с различными электрическими свойствами и не учитывает толщину материала и внутренние переотражения (данный способ используется для калибровки симулятора);
- согласно модели ITUR, являющейся уточненной моделью Френеля, в которой учитывается толщина материала;
- согласно модели Generalized, в которой учитывается толщина материала и внутренние переотражения внутри материала.



Явление дифракции электромагнитных волн, которое возникает при огибании волной препятствий (рис. 3), основывается на принципе Гюйгенса — Френеля.



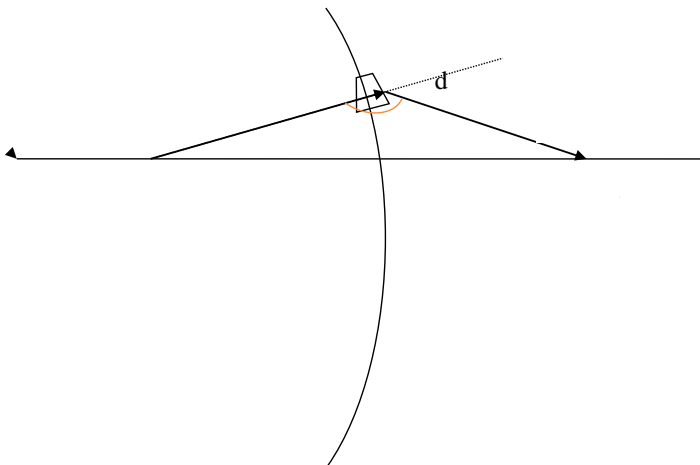
**Рис. 3.** Дифракция электромагнитных волн

В соответствии с этим принципом каждый элемент волнового фронта можно рассматривать как центр вторичных сферических волн [4]:

$$dE = E_0 \frac{e^{i\vec{k}\cdot\vec{r}}}{r} \cdot \frac{e^{i\vec{k}'\cdot\vec{r}'}}{r'} \cdot K(\chi) dS, \quad (2)$$

где  $r$  — расстояние от элемента  $dS$  до точки наблюдения  $O'$ ;  $K(\chi)$  — коэффициент, учитывающий изменение амплитуды вторичного источника в зависимости от значения угла  $\chi$  между направлением падающего луча  $\vec{r}$  и рассеянного  $\vec{r}'$ , который часто называют углом дифракции (рис. 4).

При  $\chi \rightarrow 0$  коэффициент  $K \rightarrow 1$ . Полное поле в точке наблюдения определяется интегралом от выражения по поверхности  $S$  волнового фронта первичной волны [4].



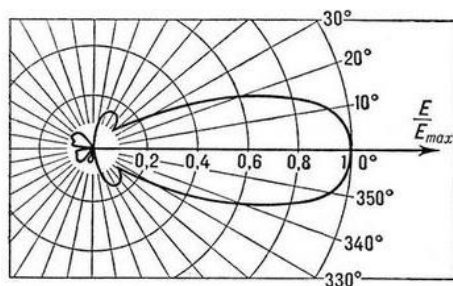
**Рис. 4.** Угол дифракции  $\chi$

Также для расчета используются характеристики приемников и передатчиков сигнала.

Поляризация электромагнитной волны — это упорядоченность в ориентации векторов напряженности электрического и магнитного полей в плоскости, перпендикулярной вектору скорости распространения волны. В зависимости от ориентации и конструкции передающей антенны поляризация может быть линейной, круговой и эллиптической [4].

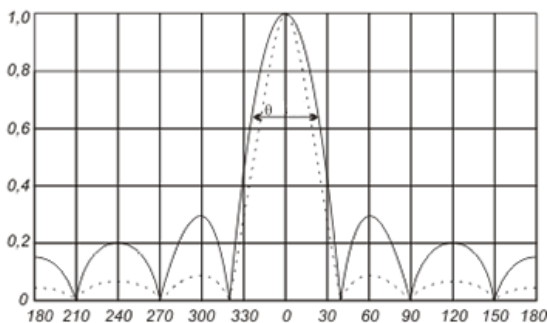
Из конструкции антенны вытекает следующая основная характеристика передающей антенны — это ее диаграмма направленности, которая представляет собой зависимость напряженности поля, создаваемого антенной, от углов наблюдения в пространстве (рис. 5).

На рисунке 5 изображены главный и боковые лепестки диаграммы. Главный лепесток соответствует направлению главного излучения/приема, все остальные максимальные значения поля называют боковыми лепестками. Шириной диаграммы направленности называют угол, в пределах которого мощность излучения уменьшается на более чем в 2 раза относительно мощности в направлении максимального излучения.



**Рис. 5.** Диаграмма направленности в полярной системе координат

Для расчетов напряженности электромагнитного поля используются диаграммы направленности антенн, представленные в прямоугольной системе координат (рис. 6).



**Рис. 6.** Нормированная диаграмма направленности в полярной системе координат

Одними из главных параметров диаграммы направленности являются ширина главного лепестка по нулевому излучению  $\theta_0$  и ширина по уровню половины мощности  $\theta_{0,5}$ , который соответствует 3 дБ или 0,707 по напряженности поля [4].

По полученной диаграмме направленности антенны рассчитываются коэффициенты направленного действия (КНД) и усиления (КУ) [4].

Коэффициент направленного действия характеризует направленные свойства антенны и определяется по излучаемой мощности, из-за чего не учитывает потери (т. е. не зависит от коэффициента полезного действия антенны):

$$D = E_0^2 / E_{cp}^2, \quad (3)$$

где  $E_0^2$  — квадрат напряженности поля в главном направлении,  $E_{cp}^2$  — среднее значение квадрата напряженности поля во всех направлениях.

Коэффициент усиления характеризует направленные свойства антенны и учитывает потери мощности [6]:

$$G_{Tx} = E_0^2 / E_{00}^2, \quad (4)$$

где  $E_0^2$  — квадрат напряженности поля в главном направлении,  $E_{00}^2$  — среднее значение квадрата напряженности поля, созданного эталонной антенной при равенстве подводимых к антеннам мощностей и с учетом их коэффициента полезного действия.

Коэффициент полезного действия (КПД) антенны равен отношению излучаемой мощности антенны к мощности, подводимой к антенне. С его помощью оцениваются потери электрической энергии в антенне — потери в земле, проводах антенны, изоляторах и т. п. [6].

$$\eta = P_W / P_{пер}, \quad (5)$$

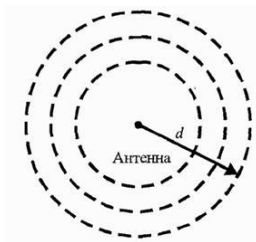
где  $P_W$  — излучаемая в пространство мощность,  $P_{пер}$  — мощность, подведенная к антенне.

Между тремя этими характеристиками существует следующая зависимость:

$$G_{Tx} = D \cdot \eta / 1,64. \quad (6)$$

Основными параметрами приемных антенн являются принимаемая мощность и сдвиг фаз.

Принимаемая мощность вычисляется на основе излучаемой мощности передающей антенны и расстоянии, на котором находятся друг друга приемник и передатчик. Положим, что в открытом пространстве передающая антенна излучает изотропно уровень мощности  $P_W$ , тогда плотность мощности на расстоянии  $d$  от антенны составляет  $P_W / 4\pi d^2$  (рис. 7) [7].



**Рис. 7.** Излучение мощности изотропной антенной

Приемная антенна, ориентированная в направлении излучаемой мощности, собирает долю мощности, пропорциональную площади ее поперечного сечения [7]:

$$P_R = \frac{P_W G_{Tx} A_R}{4\pi d^2}, \quad (7)$$

где  $A_R$  — эффективная площадь приемной антенны,  $G_{Tx}$  — коэффициент усиления передающей антенны.

Зависимость между коэффициентом усиления  $G_{Rx}$  приемной антенны и ее эффективной площадью выражается соотношением:

$$A_R = \frac{G_{Rx} \lambda^2}{4\pi}, \quad (8)$$

где  $\lambda = c / f$  — длина волны передающего сигнала,  $c$  — скорость света,  $f$  — частота переданного сигнала.

Тогда эффективная мощность приемной антенны [7]

$$P_R = \frac{P_W G_{Tx} G_{Rx}}{(4\pi d / \lambda)^2}, \quad (9)$$

где  $\frac{1}{(4\pi d / \lambda)^2}$  — потери в свободном пространстве.

Вследствие наличия нескольких путей распространения сигнала от передающей антенны к приемной возникают мелкомасштабные (релеевские) замирания. В результате отражения от многих объектов (многолучевое распространение) каждой траектории сигнала соответствуют свои амплитуда и время задержки сигнала. Из-за временной задержки возникает фазовый сдвиг передаваемого сигнала. Разность фаз двух сигналов  $E_1 = E_0 \cdot \cos(\Phi_1)$  и  $E_2 = E_0 \cdot \cos(\Phi_2)$ , где фазы сигналов  $\Phi_1 = \omega t_1 + \varphi_1$  и  $\Phi_2 = \omega t_2 + \varphi_2$ , можно рассчитать по формуле [6]:

$$\Phi = \Phi_1 - \Phi_2 = \omega(t_1 - t_2) = 2\pi f(t_1 - t_2) = 2\pi(t_1 - t_2) / T, \quad (10)$$

где  $\omega = 2\pi f$  — циклическая частота,  $t_1$  и  $t_2$  — момент времени прихода сигналов,  $T$  — период.

Энергетические потери, возникающие в результате многолучевого распространения, определяют форму принимаемого сигнала. Полное значение поля в точке приема рассчитывается как сумма нескольких лучей: прямого луча, преломленного луча и луча, прошедшего дифракцию.

Углы отлета и прилета лучей рассчитываются при помощи векторов, описывающих направление распространения луча в начале и в конце пути, и характеризуются значениями азимута и угла места. Азимут изменяется в д-диапазоне  $[-180^\circ;$

180°], положительным считается угол, повернутый против часовой стрелки относительно направления оси (OX) в плоскости (XOY) [5].

Угол места изменяется в диапазоне  $[-90^\circ; 90^\circ]$ , положительным считается угол, повернутый в сторону положительного направления оси (OZ) относительно направления (OX) [5].

Полученные выходные данные физической модели многолучевого распространения при решении задачи точной временной синхронизации позволяют воспроизвести форму сигнала на входе приемного устройства, осуществить его прием и получить характеристики помехоустойчивости [3], реализуя таким образом систему, описанную в [8].

## Выводы

Описанный выше принцип работы физической модели был разработан и используется в рамках научно-исследовательской работы, проводимой совместно ФГАОУ ВО СПбПУ, ООО «НИЦ Радиотехники» и АО «ОДК-Климов». Указанная работа нацелена на изучение специфики распространения сигнала в конкретных условиях и на определение требований, которые предъявляются к приемопередающему оборудованию по типу антенн, схемам усиления и фильтрации и т. п., что в свою очередь позволит оптимизировать процесс отладки при построении подсистемы беспроводной передачи данных системы автоматического управления и контроля авиационного газотурбинного двигателя.

## Литература

1. *Удодов А. Н., Чичерова Е. В.* Принципы построения беспроводной распределенной системы автоматического управления перспективного двигателя: докл. межд. науч.-техн. конф. «Климовские чтения — 2015: перспективные направления развития авиадвигателестроения». — СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2015. — 436 с. — С. 272–281.
2. *Сивухин Д. В.* Общий курс физики. Т. III. Электричество. М., 2004. — 687 с.
3. *Соломицкий Д. Н., Михайлов А. С.2, Васильев Д. С.2, Казюк А. Е., Завьялов С. В., Волвенко С. В., Удодов А. Н.* Программный комплекс трехмерного моделирования многолучевого распространения сигналов систем связи. — СПб.: ФГАОУ ВО СПбПУ, 2017. — 6 с.
4. *Неганов В. А., Осипов О. В., Раевский С. Б., Яровой Г. П.* Электродинамика и распространение радиоволн: учебное пособие. — М.: Радиотехника, 2007. — 744 с.
5. *Васильев Д. С.* Физический движок (ФД) имитационной модели распространения радиоволн в пространстве. — СПб.: ФГАОУ ВО СПбПУ, 2018. — 19 с.
6. *Зырянов Ю. Т., Федюнин П. А., Белоусов О. А., Рябов А. В., Головаченко Е. В.* Антенны: учебное пособие для бакалавров и магистрантов. — Тамбов: ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2014. — 128 с.
7. *Прокис Дж.* Цифровая связь / пер. с англ. / под ред. Д. Д. Кловского. — М.: Радио и связь, 2000. — 800 с.
8. Беспроводная электронная система контроля и диагностики авиационного газотурбинного двигателя // Патент России № 2637801 С1, 07.12.2017. Бюл. № 34 / С. Б. Макаров, С. В. Волвенко, А. Н. Удодов, А. В. Григорьев.

*Н. Ю. Потапова, А. П. Казымаев*

АО «ММП им. В. В. Чернышева», Москва  
nadik192@rambler.ru

## **МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ ЭЛЕКТРОННЫХ МОДЕЛЕЙ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБРАБОТКИ ФАСОК НА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕСАХ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ В СИСТЕМЕ UNIGRAPHICS NX-4**

**Аннотация.** Данная статья посвящена решению задачи по сокращению трудоемкости обработки фасок на торцах конических косозубых колес с круговыми зубьями. Целью решения проблемы стало исключение ручных работ и перевод этой операции на 5-координатный станок с ЧПУ. В процессе решения проблемы была разработана методика создания электронных 3D моделей деталей данного типа в системе Unigraphics NX-4 (далее NX-4). По этой методике в базу выражений системы NX-4 записываются математические формулы построения эвольвенты, вводятся исходные данные зубчатого зацепления из чертежа детали, выполняется построение эвольвентных кривых, используемых для создания электронной модели шестерни. Во встроенном редакторе постпроцессоров PostBuilder системы NX-4 был разработан специализированный постпроцессор для расчета управляющих программ на систему числового управления Sinumerik-840D. В результате проведенной работы трудоемкость на обработку одной детали уменьшилась на 2,57 н/ч, значительно сократилась трудоемкость изготовления приспособлений.

### **Введение**

До недавнего времени обработка фасок на торцах зубьев косозубых шестерен с круговыми зубьями производилась ручным слесарным методом или на 3-координатных станках со сложными в изготовлении приспособлениями.

В настоящее время приобретены 5-координатные обрабатывающие центры Стерлитамакского станкостроительного завода, позволяющие обрабатывать детали данного типа в автоматическом режиме. Перед отделом оборудования с ЧПУ и разработки программного обеспечения управления главного технолога была поставлена задача — создать программы для обработки фасок на зубьях ведущей шестерни, шестерни коробки приводов и шестерни масляной помпы на новых обрабатывающих центрах.

Для создания электронной модели шестерен требовалось построить круговые зубья для трех вышеперечисленных деталей. Для этого были использованы формулы из справочника «Теория зубчатых зацеплений», Ф. Л. Литвин, Государственное издательство физико-математической литературы, Москва, 1960 год [1].

### Исходные данные и формулы построения эвольвенты

Для обработки фасок на кромках зубьев необходимо создать электронную модель детали (ЭМ). В системе NX-4 строим параметрический эскиз контура детали и создаем 3D-модель тела вращения. Профиль впадины зубьев шестерни будем строить по 3 сечениям — на большем конусе  $m = 2,5$  мм, на среднем конусе  $m = 2,2$ , на малом конусе  $m = 1,9$  (рис. 1).

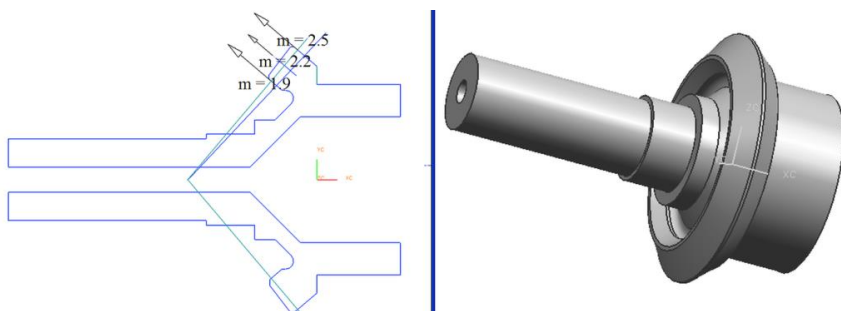


Рис. 1. Исходный эскиз и 3D-модель тела вращения

Термины и определения приведены в таблице 1.

На рисунке 2 показаны параметры построения эвольвенты.

Таблица 1

### Термины и определения

Переменная	Описание
$m$	Модуль зацепления
$z$	Число зубьев
$\alpha$	Угол профиля ( $\alpha$ )
$d_{del}$	Внешний делительный диаметр ( $d_d$ )
$d_{main}$	Диаметр основной окружности ( $d_0$ )
$d_a$	Диаметр вершин
$d_f$	Диаметр впадин



Переменная	Описание
psi	Инволюта угла alpha ( $\psi$ )
pi()	Число $\pi$ , равно 3.141592654
S	Толщина зуба по делительной окружности
Td	Ширина впадины по делительной окружности
gamma	Угол на ширине впадины по делительной окружности ( $\gamma$ )
beta	Угол поворота эвольвенты для задания профиля впадины ( $\beta$ )

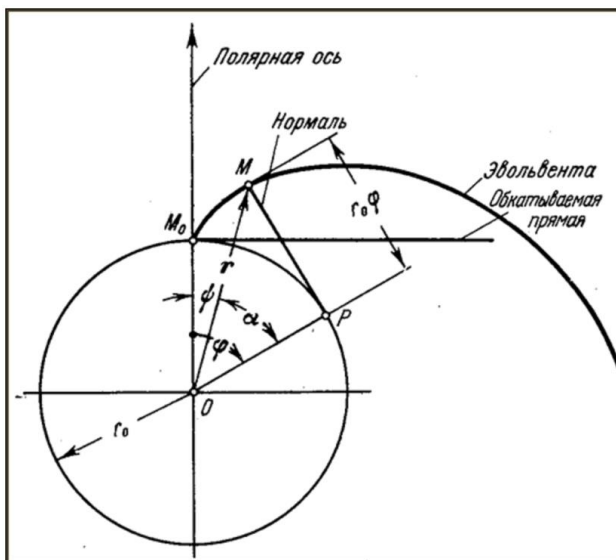


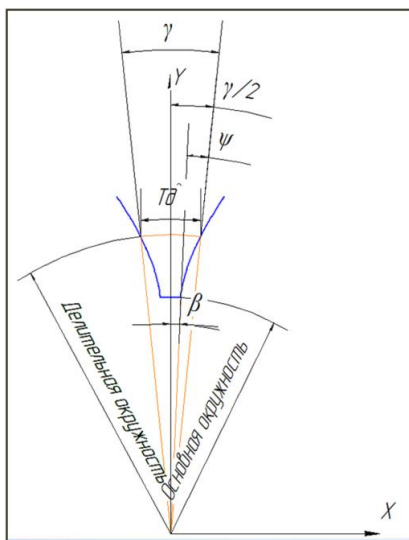
Рис. 2. Эвольвента

Таблица 2

Уравнение эвольвенты в полярных координатах

Расчетная формула [1]	в NX-4
$r = \frac{r_0}{\cos(\alpha)}$ <p><math>r_0</math> — радиус основной окружности  <math>\alpha</math> — угол профиля</p>	<p><math>d_{del} = m * z</math> — диаметр делительной окружности для <math>m = 2,5</math>  <math>d_{del2} = m2 * z</math> — для среднего модуля <math>m = 2</math> (рис. 1)  <math>d_{del3} = m3 * z</math> — для модуля <math>m = 1,9</math>  <math>d_{main} = d_{del} * \cos(\alpha)</math> — диаметр основной окружности  <math>d_{main2} = d_{del2} * \cos(\alpha)</math>  <math>d_{main3} = d_{del3} * \cos(\alpha)</math></p>

Расчетная формула [1]	в NX-4
	$\text{alfa\_max} = 45$ — максимальный угол давления $t = 0$ — переменный параметр, $0 \leq t \leq 1$ $r = (d\_main/2)/\cos(\text{alfa\_max}*t)$ $r2 = (d\_main2/2)/\cos(\text{alfa\_max}*t)$ $r3 = (d\_main3/2)/\cos(\text{alfa\_max}*t)$
$\psi = \tan(\alpha) - \alpha$ $\psi$ — инвалюта угла $\alpha$	$\text{psi} = \tan(\text{alfa\_max}*t)*180/\text{pi}() - \text{alfa\_max}*t$ $\text{psi2} = \tan(\text{alfa\_max}*t)*180/\text{pi}() - \text{alfa\_max}*t$ $\text{psi3} = \tan(\text{alfa\_max}*t)*180/\text{pi}() - \text{alfa\_max}*t$ $\text{pi}() = 3,141592654$ число $\pi$



**Рис. 3.** Смещения профиля зуба на угол  $\beta$

Для построения профиля впадины необходимо рассчитать:

- текущий радиус  $r$  (табл. 2, рис. 2);
- угол  $\psi$  (psi) — инвалюту угла  $\alpha$  (alfa) (табл. 2, рис. 3);
- угол  $\gamma$  (gamma) (табл. 3, рис. 3);
- толщину зуба по дуге делительной окружности  $S$  (табл. 3);
- ширину впадины по дуге делительной окружности  $Td$  (табл. 3, рис. 3);
- рассчитать угол поворота профиля эвольвенты  $\beta$  (beta) (табл. 3, рис. 3);
- преобразовать полярные координаты точек эвольвенты в декартовые (табл. 3).

Также нужно было учесть угол поворота профиля зуба  $\beta$ .  $\beta$  — угол между осью Y и прямой, соединяющей ось вращения с точкой пересечения основной окружности и началом эвольвенты на впадине шестерни [2].

Таблица 3

**Уравнение эвольвенты с учетом поворота на угол  $\beta$  в NX-4**

Расчетная формула [4]	в NX-4
$X = x \times \cos(\beta) - y \times \sin(\beta)$ $Y = x \times \sin(\beta) + y \times \cos(\beta)$	<p>для модуля 2,5</p> $m = 2$ $S = m \times \pi / 2$ $Td = m \times \pi - S$ $\text{Gamma} = 2 \times Td \times 180 / (d_{\text{del}} \times \pi)$ $\text{psid} = \tan(\alpha) \times 180 / \pi - \alpha$ $\text{beta} = \text{psid} - \text{gamma} / 2$ $x = r \times \sin(\text{psi})$ $y = r \times \cos(\text{psi})$ $x_t = x \times \cos(\text{beta}) - y \times \sin(\text{beta})$ $y_t = x \times \sin(\text{beta}) + y \times \cos(\text{beta})$ <p>для среднего модуля 2,2</p> $m_2 = 2.2$ $S_2 = m_2 \times \pi / 2$ $Td_2 = m_2 \times \pi - S_2$ $\text{gamma}_2 = 2 \times Td_2 \times 180 / (d_{\text{del}2} \times \pi)$ $\text{psid}_2 = \tan(\alpha) \times 180 / \pi - \alpha$ $\text{beta}_2 = \text{psid}_2 - \text{gamma}_2 / 2$ $x_2 = r_2 \times \sin(\text{psi})$ $y_2 = r_2 \times \cos(\text{psi})$ $x_{t2} = x_2 \times \cos(\text{beta}_2) - y_2 \times \sin(\text{beta}_2)$ $y_{t2} = x_2 \times \sin(\text{beta}_2) + y_2 \times \cos(\text{beta}_2)$ <p>для модуля 1,9</p> $m_3 = 1.9$ $S_3 = m_3 \times \pi / 2$ $Td_3 = m_3 \times \pi - S_3$ $\text{gamma}_3 = 2 \times Td_3 \times 180 / (d_{\text{del}3} \times \pi)$ $\text{psid}_3 = \tan(\alpha) \times 180 / \pi - \alpha$ $\text{beta}_3 = \text{psid}_3 - \text{gamma}_3 / 2$ $x_3 = r_3 \times \sin(\text{psi})$ $y_3 = r_3 \times \cos(\text{psi})$ $x_{t3} = x_3 \times \cos(\text{beta}_3) - y_3 \times \sin(\text{beta}_3)$ $y_{t3} = x_3 \times \sin(\text{beta}_3) + y_3 \times \cos(\text{beta}_3)$

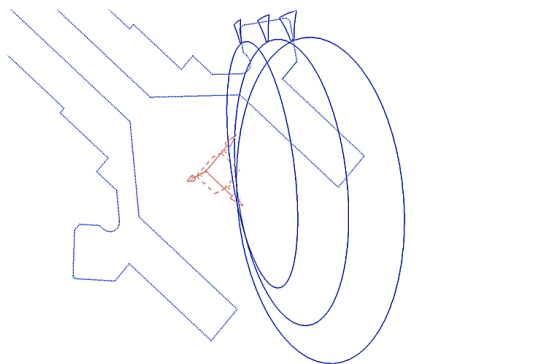
Имя	Формула	Значение	Единицы
alfa	25	25	degrees
alfa_max	45	45	degrees
beta	psid-gamma/2	-1.00981196	degrees
beta2	psid2-gamma2/2	-1.00981196	degrees
beta3	psid3-gamma3/2	-1.00981196	degrees
d_del	m <sup>2</sup> z	82.5	mm
d_del2	m2*z	72.6	mm
d_del3	m3*z	62.7	mm
d_nan	d_del*cos(alfa)	74.77039243	mm
d_nan2	d_del2*cos(alfa)	65.79734534	mm
d_nan3	d_del3*cos(alfa)	56.82549625	mm
d_rez_golovki	88.9	88.9	mm
da	d_del+2*m	87.5	mm
da2	d_del2+2*m2	77	mm
da3	d_del3+2*m3	66.5	mm
df	d_del-2.5*m	76.25	mm
df2	d_del2-2.5*m2	67.1	mm
df3	d_del3-2.5*m3	57.95	mm
gamma	2*Td*180/(d_del*pi())	5.454545455	degrees
gamma2	2*Td2*180/(d_del2*pi())	5.454545455	degrees
gamma3	2*Td3*180/(d_del3*pi())	5.454545455	degrees
m	2.5	2.5	mm
m2	2.2	2.2	mm
m3	1.9	1.9	mm
psi	tan(alfa_max*t)*180/pi()-alfa_max*t	0	mm
psid	(tan(alfa)*180/pi())-alfa	1.171460767	degrees
psid2	(tan(alfa)*180/pi())-alfa	1.171460767	degrees
psid3	(tan(alfa)*180/pi())-alfa	1.171460767	degrees
r	(d_nan/2)/cos(alfa_max*t)	37.38519622	mm
r2	(d_nan2/2)/cos(alfa_max*t)	32.99897267	mm
r3	(d_nan3/2)/cos(alfa_max*t)	28.41274912	mm
S	m*pi()/2	3.926990817	mm
S2	m2*pi()/2	3.485751919	mm
S3	m3*pi()/2	2.984513021	mm
t	0	0	mm
Td	m*pi()-S	3.926990817	mm
Td2	m2*pi()-S2	3.485751919	mm
Td3	m3*pi()-S3	2.984513021	mm
x	r*sin(psid)	0	mm
x2	r2*sin(psid)	0	mm
x3	r3*sin(psid)	0	mm
xt	x*cos(beta)+y*sin(beta)	0.658629072	mm
xt2	x2*cos(beta2)+y2*sin(beta2)	0.5797993583	mm
xt3	x3*cos(beta3)+y3*sin(beta3)	0.5007358094	mm
y	r*cos(psid)	37.38519622	mm
y2	r2*cos(psid)	32.99897267	mm
y3	r3*cos(psid)	28.41274912	mm
yt	x*sin(beta)+y*cos(beta)	37.37938999	mm
yt2	x2*sin(beta2)+y2*cos(beta2)	32.89386319	mm
yt3	x3*sin(beta3)+y3*cos(beta3)	28.40833639	mm
z	33	33	mm
zt	0	0	mm

Рис. 4. База выражений в системе NX-4

Все расчетные формулы, исходные данные зубчатого зацепления из чертежа детали (модуль зацепления, число зубьев, угол профиля, угол делительного конуса и т. д.) были занесены в базу выражений системы NX-4 (рис. 4) для построения эвольвентного профиля впадины (рис. 5).

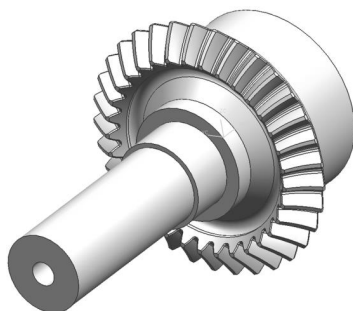
### Создание электронной модели детали

По созданным в базе выражений формулам при помощи модуля «Кривая по закону» [3] в системе NX-4 были построены эвольвентные кривые и с их помощью получены эскизы профиля впадины зуба (рис. 5).



**Рис. 5.** Эскизы профиля впадины

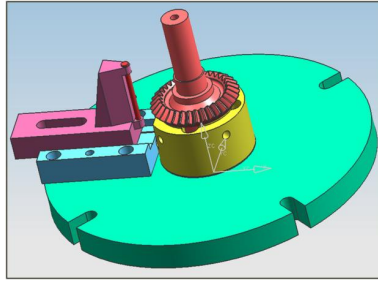
Через построенные кривые впадины были созданы поверхности, которые использовались для построения профиля зуба. Готовая модель в системе NX-4 (рис. 6).



**Рис. 6.** Электронная модель шестерни в системе NX-4

### **Проектирование обработки**

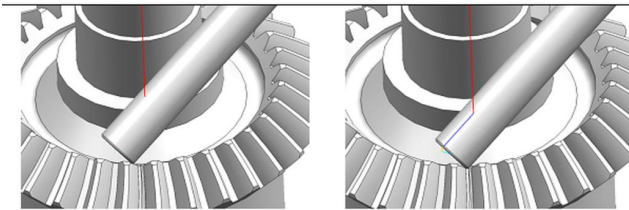
Для крепления шестерен было спроектировано и изготовлено универсальное приспособление со сменными элементами. С помощью технологии геометрических связей WAVE [3] была создана сборка из всех построенных электронных моделей деталей приспособления и обрабатываемой детали (рис. 7).



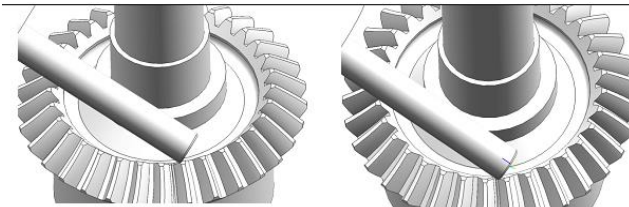
**Рис. 7.** Сборка приспособления в системе NX-4

При проектировании обработки фасок на внутренней стороне малого конуса были подобраны углы наклона фрезы таким образом, чтобы исключить врезание в выступающие части детали. Для повышения стойкости режущего инструмента были подобраны оптимальные режимы резания, позволяющие обрабатывать партию деталей без переточки фрезы.

Для создания управляющих программ автоматизированной обработки всех зубьев детали во встроенном редакторе постпроцессоров PostBuilder системы NX-4 с использованием языка программирования TCL [5] был разработан специализированный постпроцессор на систему числового управления Sinumerik-840D. Обработка фасок на внутренней части конической шестерни показана на рисунках 8, 9.



**Рис. 8.** Обработка фаски со стороны спинки зуба



**Рис. 9.** Обработка фаски со стороны корыта

## Заключение

Если говорить об экономическом эффекте этого внедрения, то можно сравнить, как изменилась трудоемкость изготовления приспособлений: для 3-координатного станка с делительным устройством требовалось 1 800 нормо-часов, а при использовании универсального приспособления для станка с ЧПУ — 40 нормо-часов. Трудоемкость на обработку одной детали также уменьшилась: была — 3 нормо-часа, стала — 0,43 нормо-часа.

Подводя итоги, можно сделать следующие выводы:

1. Применение созданной методики позволило решить задачу обработки фасок на торцах зубьев на 5-координатных станках с ЧПУ.
2. Методику можно применять для создания электронных моделей деталей и обработки цилиндрических и конических прямозубых, косозубых колес на станках с ЧПУ.
3. После внедрения было получено снижение трудоемкости от использования универсального приспособления на 1 760 нормо-часов, а при обработке фасок — на 2,57 нормо-часа на одну деталь.
4. Использование этой методики исключает возможность ошибки и приводит к уменьшению брака.

## Литература

1. *Литвин Ф. Л.* Теория зубчатых зацеплений. — М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1968. — 564 с.
2. *Лопато Г. А., Кабатов Н. Ф., Сегаль М. Г.* Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. М.: Машиностроение, 1976. — 423 с.
3. *Краснов М., Чигишев Ю.* Unigraphics для профессионалов. — ЛОРИ, 2013. — 319 с.
4. *Выгодский М. Я.* Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1966. — 870 с.
5. *Уэли Б., Джонс К.* Практическое программирование на TCL и ТК. 4-е издание. — М., СПб., Киев: издательский дом «Вильямс», 2004. — 1125 с.

*Р. С. Корсмик<sup>1,2</sup>, Г. А. Туричин<sup>1,2</sup>, А. И. Житенев<sup>2</sup>, Г. Г. Задьян<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

<sup>2</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого  
r.korsmik@ltc.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КРИСТАЛЛИЗАЦИИ СПЛАВА ЖС32-ВИ ПРИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОЙ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКЕ ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

**Аннотация.** Работа посвящена лазерной наплавке металлического порошка жаропрочного сплава ЖС32-ВИ. В ходе экспериментов исследовали влияние основных технологических параметров на формирование геометрии и микроструктуры наплавляемых валиков. Для уменьшения количества опытов эксперимент проводили по многофакторному центральному композиционному ротatableльному плану. Получены характерные зависимости и регрессионные уравнения, описывающие ширину и высоту валика, температурный градиент и соотношение участков направленной и равноосной кристаллизации. По установленным зависимостям подобрано технологическое окно параметров, позволяющих производить восстановительную лазерную наплавку рабочих лопаток газотурбинных установок.

### **Введение**

Неотъемлемой частью повышения срока эксплуатации ГТД является их техническое обслуживание и ремонт. В первую очередь это касается основных дорогостоящих и наиболее массово используемых элементов конструкции ГТД — рабочих лопаток, причинами износа или поломки которых в процессе работы являются вибрации, удары, абразивный износ, работа при высоких температурах и другие негативные факторы [1]. Лазерная наплавка, как технология ремонтных работ, потенциально востребована предприятиями, занимающимися обслуживанием и ремонтом деталей, используемых в двигателестроении, атомной энергетике, нефтехимическом производстве, горнодобывающей, металлообрабатывающей и других отраслях промышленности, где используемые машины и механизмы подвергаются воздействию агрессивных сред и механическому износу. Для лазерной технологии в отличие от аргонодуговой наплавки характерны минимальный припуск под последующую механическую обработку (около 200 мкм), узкая зона термического влияния (100–200 мкм), наличие мелкозернистой структуры наплавленного слоя, минимальный (локальный) энергозатрат, увеличение ремонтной площади поверхности лопатки ГТД, отсутствие необходимости термической обработки, повышенные механические характеристики наплавленного слоя [2].



Качество литых изделий зависит от особенностей формирования структуры при кристаллизации. С ростом требований к ГТД для повышения длительной прочности в условиях ползучести была создана технология направленной кристаллизации при литье турбинных лопаток. В таких лопатках структура представлена столбчатыми зёрнами. Границы между ними в основном параллельны направлению главных растягивающих напряжений [3], а поперечные составляющие границ, по которым в равноосных структурах происходит разрушение, отсутствуют. Так как для сохранения работоспособности изделия после ремонта необходимо, чтобы в восстановленной части микроструктура была идентична основному металлу, следует осуществлять строгий контроль технологических параметров для получения столбчатой структуры наплавки, включая эпитаксиальный рост [4].

Столбчатые кристаллы с вырожденными ветвями второго порядка формируются в условиях высоких градиентов температур  $G_L$ , а их рост протекает по направлению преимущественного теплоотвода. По мере продвижения фронта кристаллизации и увеличения закристаллизовавшегося слоя градиент значительно снижается и становится возможным образование вторичных ветвей, а направление роста приближается к кристаллографическому направлению  $\langle 001 \rangle$  [5]. При еще большем снижении градиента и появлении концентрационного переохлаждения происходит переход от столбчатых кристаллов к равноосным (Columnar to equiaxed transition — CET).

Поэтому целью настоящей работы было изучение влияния условий кристаллизации, определяемых параметрами процесса, на микроструктуру наплавки, включая переход от столбчатых кристаллов к равноосным.

### **Методика, материалы и оборудование**

Исследования проводили с использованием металлического порошка жаропрочного никелевого сплава ЖС32-ВИ, фракции 40–100 мкм, полученного методом плазменного центробежного распыления электродов на АО «Композит».

Наплавка образцов производилась на установке лазерной наплавки, в состав которой входит промышленный робот LRM-200iD\_7L, Fanuc; источник лазерного излучения ЛК-700, ИРЭ-Полус; лазерная фокусирующая головка FLW D30, IPG Photonics с коаксиальным соплом для наплавки COAX-40-S, Fraunhofer ILT; порошок питатель Oerlikon Metco Powder Feeder Twin 150 с сечением канавки снимающего диска  $5 \times 0,6 \text{ мм}^2$ .

Для изучения влияния выставляемых параметров процесса наплавки проводили многофакторный эксперимент по Центральному ротатабельному композиционному плану [6], в котором варьировали мощность излучения, скорость перемещения лазерного луча относительно изделия, массовый расход порошка. Соответствие безразмерных величин уровней варьирования и выставляемых параметров приведены в таблице 1.

Уровни варьирования параметров наплавки

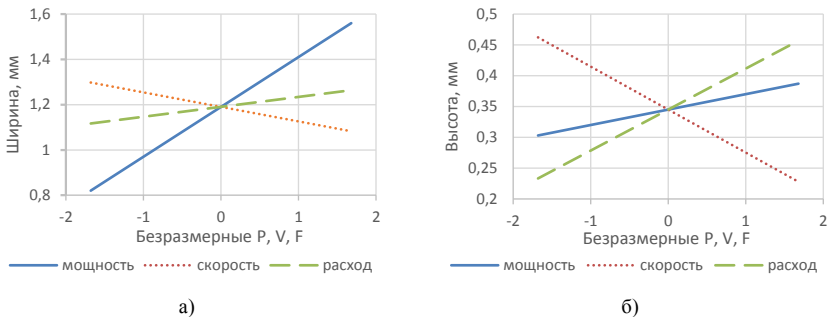
Уровень варьирования	Фактор		
	Мощность, P, Вт	Скорость наплавки, V, мм/с	Массовый расход порошка, F, г/мин
+1,68	166	3,32	1,77
+1	200	4	2,12
0	250	5	2,65
-1	300	6	3,20
-1,68	334	6,68	3,53

Для исследования микроструктуры образцов изготавливали продольные и поперечные шлифы. Для выявления структуры поверхность полированных шлифов травили царской водкой. Металлографические исследования проводили при помощи оптического микроскопа DMI 5000 (Leica). Измерение геометрических параметров микроструктурных составляющих проводили с использованием векторного графического редактора Inkscape.

### Результаты и их обсуждение

#### *Влияние параметров наплавки на формирование валиков*

Анализ результатов многофакторного эксперимента показывает, что увеличение мощности и массового расхода порошка увеличивают и ширину, и высоту валика (рис. 1) из-за повышения вовлекаемого в процесс количества материала. Повышение скорости наплавки уменьшает ширину и высоту валиков. Для удобства исполнения здесь и далее по горизонтальной оси отложены безразмерные величины по уровням варьирования.



**Рис. 1.** Влияние параметров процесса наплавки на ширину и высоту наплавки в центре валика

Путем преобразования безразмерных величин в абсолютные получаем регрессионные уравнения зависимостей ширины и высоты наплавляемого валика от мощности излучения, скорости наплавки и расхода порошка:

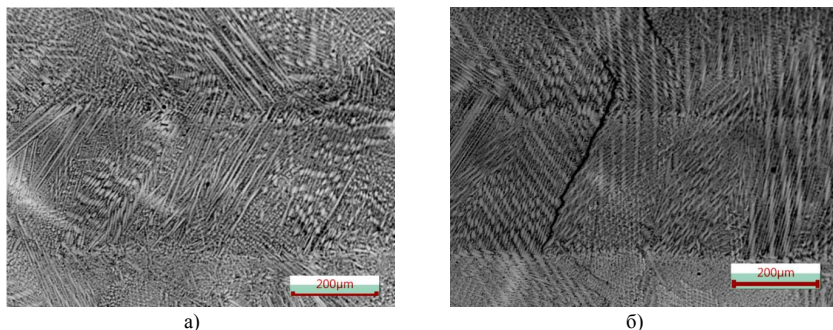
$$B = 0,189 + 0,0044 \times P - 0,064 \times V + 0,0835 \times F \text{ мм}, \quad (1)$$

$$H = 0,2322 + 0,0005 \times P - 0,0697 \times V + 0,01269 \times F \text{ мм}, \quad (2)$$

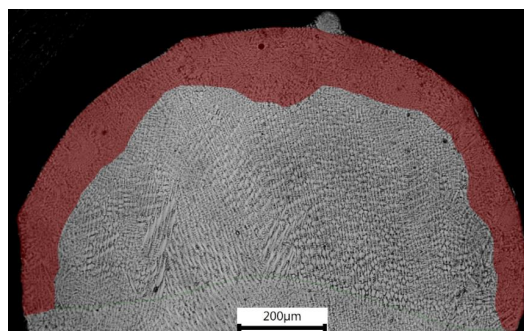
#### *Влияние параметров наплавки на микроструктуру*

Микроструктура образцов представляет собой преимущественно столбчатые зерна, ориентированные вдоль направления градиента температуры, в соответствии с перемещениями головки лазера (рис. 2). В зависимости от локальных условий охлаждения возможны отклонения от преимущественных направлений, но рост таких кристаллов быстро прекращается из-за геометрического отбора [5].

Во всех образцах помимо столбчатых обнаружены равноосные кристаллы. Судить о точке СЕТ можно лишь по последнему валику, так как в предыдущих происходит переплавление области равноосных кристаллов вплоть до столбчатых за счет наложения последующих проходов.

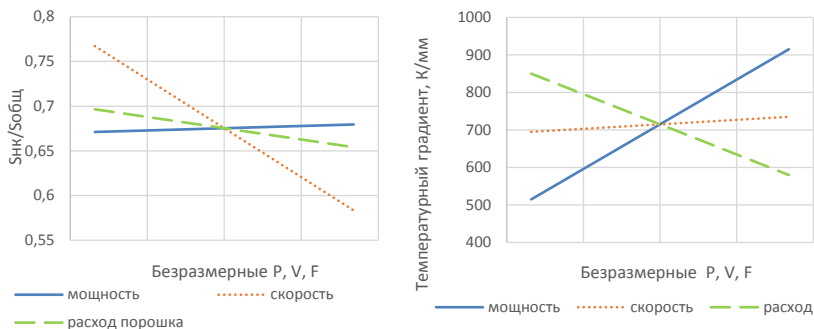


**Рис. 2.** Продольные шлифы наплавки: а) режим, обеспечивающий отсутствие макродефектов, б) режим, ведущий к образованию трещин



**Рис. 3.** Микроструктура поперечного сечения наплавленного валика. Красным цветом выделена область равноосной кристаллизации

В качестве критерия оценки влияния параметров процесса наплавки на микроструктуру полученных валиков принимали отношение площади участка направленной кристаллизации к общей площади расплава за один проход. Увеличение скорости наплавки значительно снижает оцененную таким образом протяженность столбчатых кристаллов, а повышение массового расхода порошка в меньшей степени (рис. 4а).



**Рис. 4.** Влияние параметров процесса наплавки: а) на величину температурного градиента, б) на относительную площадь участка расплава с направленной кристаллизацией

Влияние параметров процесса на относительную протяженность столбчатых кристаллов представлено в уравнении:

$$\frac{S_{НК}}{S_{общ}} = 1 + 0,00005 \times P - 0,0547 \times V - 0,024 \times F. \quad (4)$$

Значение температурного градиента зависит от теплопроводности материала, мощности источника нагрева, подводимого к телу и габаритов изделия. При условии постоянной теплопроводности на величину градиента температур будут оказывать влияние мощность и высота расплава наносимого валика. Как было показано ранее в формуле (2), высота валика и, соответственно, высота расплава, возрастают при увеличении мощности излучения и расхода присадочного порошка и снижении скорости перемещения ванны расплава. Так как мощность излучения одновременно повышает и температурный градиент, и высоту валика, то для снижения температурного градиента целесообразно фиксировать данный параметр и увеличивать соотношение расход порошка / скорость перемещения. Влияние параметров процесса наплавки на величину температурного градиента приведено на рисунке 4б.

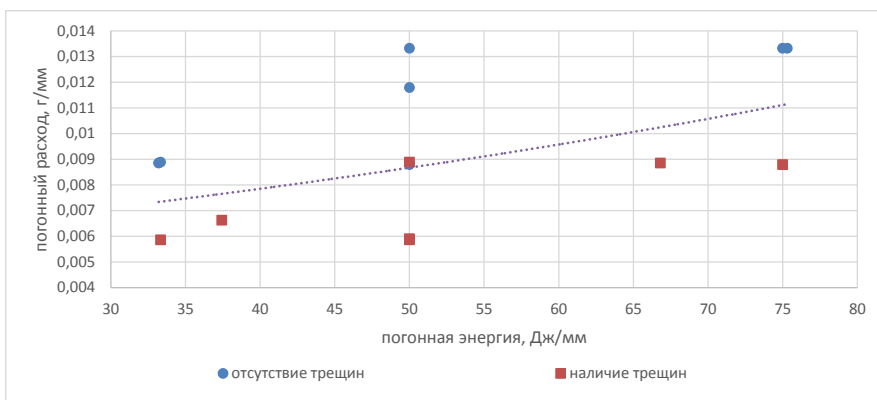
После преобразования безразмерных величин в абсолютные получаем регрессионное уравнение зависимости температурного градиента в начальный момент кристаллизации от мощности излучения, скорости наплавки и расхода порошка:

$$G = 467 + 2,381 \times P + 11,905 \times V - 153,41 \times F \text{ К/мм.} \quad (3)$$

#### *Влияние параметров наплавки на формирование трещин*

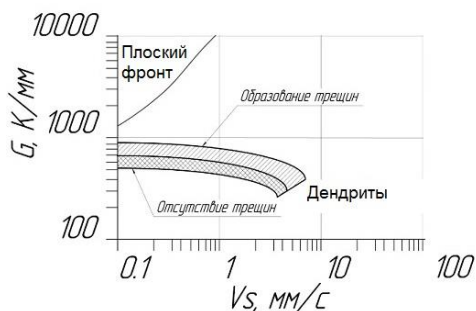
В ходе металлографического исследования изготовленных поперечных и продольных шлифов в ряде образцов обнаружены трещины, проходящие преимущественно по границам зерен наплавленного металла (рис. 2б).

При сопоставлении внутренней структуры и режимов наплавки установлено, что на появление трещин оказывают влияние все три исследуемых параметра, выражаемые комплексным значением количества энергии, приходящейся на наплавляемый объем металла. На рисунке 5 приведены экспериментальные данные, показывающие области параметров, при которых трещины в металле наплавки присутствуют (красные точки) или отсутствуют (синие точки). Пунктиром показана линия, полученная по результатам расхода порошка по отношению к погонной энергии, при котором трещины в металле наплавки не возникают. Установлено, что дефекты возникают в наплавках при повышении мощности излучения и скорости перемещения, а также при понижении массового расхода порошка. К подобным выводам также приходили сотрудники ВИАМ и Carleton University (Канада), работы Сорокина «Electron beam welding creep-resisting» и Wang «Welding and repair of single crystal Ni-based superalloys» соответственно.



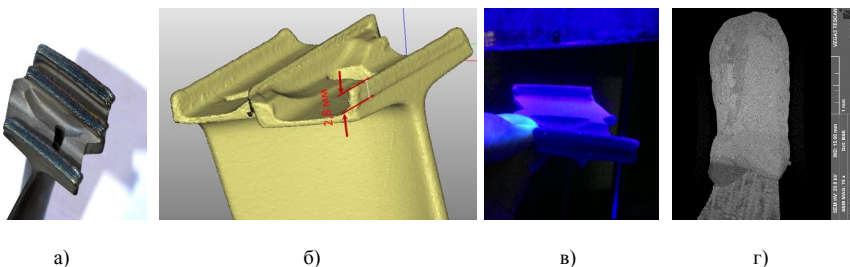
**Рис. 5.** Экспериментальная зависимость отсутствия/наличия трещин в металле наплавки в зависимости от параметров процесса

При анализе условий кристаллизации исследуемых образцов была выявлена четкая закономерность влияния температурного градиента на трещинообразование в наплавленных слоях. На рисунке 6 показано, что при увеличении температурного градиента по высоте расплава увеличивается склонность к образованию трещин в наплавленном металле из-за возникающих растягивающих напряжений.



**Рис. 6.** Диаграмма зависимости типа микроструктуры от температурного градиента и скорости кристаллизации с нанесенными на нее областями, соответствующими экспериментальным образцам с наличием и отсутствием трещин

Как известно, температурный градиент является одной из важнейших причин возникновения в изделиях внутренних термических напряжений, которые в совокупности со структурными напряжениями могут приводить к образованию трещин [7].



**Рис. 7.** Результаты наплавки порошка ЖС32-ВИ для восстановления гребешка бандажной полки РЛ 83-04-262Р: а) общий вид, б) оцифрованное изображение, в) люминесцентный контроль, г) — микрофотография шлифа поперечного сечения

## Заклучение

Сопоставляя характер влияния исследуемых параметров, установлено, что при снижении скорости наплавки возможно одновременное снижение температурного градиента и повышение величины участка направленной кристаллизации.

Проанализировав полученные зависимости и регрессионные уравнения, определено технологическое окно параметров для дальнейшей восстановительной наплавки рабочих лопаток ГТД. На рисунке 7 приведены результаты наплавки на лопатку РЛ 83-04-262Р из сплава ЖС32-ВИ с восстановленной по разработанной технологии геометрией гребешка бандажной полки.

Разработанная авторами технология лазерной наплавки рабочих лопаток из жаропрочных никелевых сплавов в бандажном и безбандажном исполнении внедрена в производство на предприятии «ОДК — Пермские моторы».

## Литература

1. Лазерная порошковая восстановительная наплавка лопаток газотурбинного двигателя / Р. С. Корсмик, Г. А. Туричин, О. Г. Климова-Корсмик и др. // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 3. — С. 60–69.
2. Перспективы использования технологии лазерной наплавки для восстановления лопаток компрессоров газотурбинных двигателей / Е. В. Земляков, К. Д. Бабкин, Р. С. Корсмик и др. // Фотоника. 2016. № 4 (58). — С. 10–25.
3. Направленная кристаллизация жаропрочных никелевых сплавов / Е. Н. Каблов, В. Н. Толорайя, И. М. Демонис и др. // Технология легких сплавов. 2007. № 2. — С. 60–70.
4. Epitaxial laser metalforming: analysis of microstructure formation / M. Gaumann, S. Henry, F. Cleton et al. // Materials Science and Engineering. 1999. A271. — P. 232–241.
5. Kurz W., Fisher D. I. Fundamentals of solidification / Aedermannsdorf — Switzerland Trans Tech Publications Ltd. 1992. — 305 p.
6. Лунев А. В. Математическое моделирование и планирование эксперимента: учебное пособие / СПб.: изд-во Политехнического университета, 2012. — 153 с.
7. Биронт В. С. Теория термической обработки металлов. Отжиг: учебное пособие / СФУ: ИЦМиЗ. — Красноярск, 2007. — 234 с.

*А. И. Гурьянов, К. Л. Калинина*

РГАТУ имени П. А. Соловьева, Рыбинск  
cris.kalinina2012@yandex.ru

## **РАСЧЕТ ФОРСУНОК УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗАБРОСА ВОДЫ В АВИАЦИОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ВО ВРЕМЯ СЕРТИФИКАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ НА ПОПАДАНИЕ ДОЖДЯ**

**Аннотация.** Разработана методика расчета характеристик форсунки для требуемых режимов заброса воды в двигатель. Проведены расчетные исследования параметров рабочего процесса и выбраны оптимальные режимы работы. Обоснована конструкция форсунки.

### **Введение**

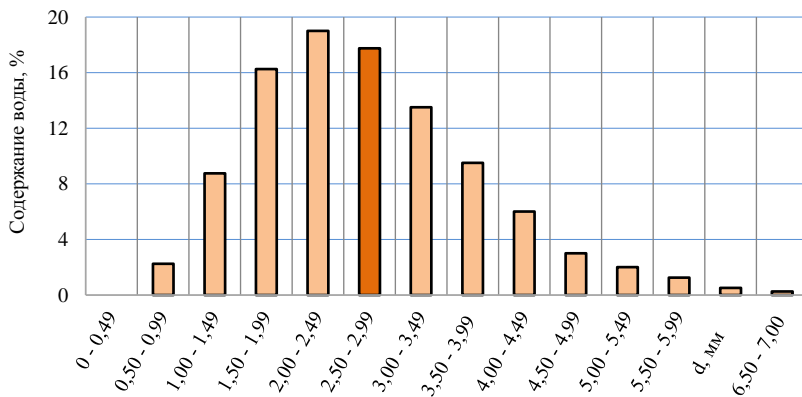
Важной задачей на стадии комплексной доводки авиационного двигателя является его испытание в условиях полета: имитация процессов обледенения, проверка на попадание птиц в двигатель, моделирование града, атмосферного ливня. Для организации последних условий, в силу их существенной нестационарности, необходимо обеспечение ряда модельных показателей, принятых при сертификации [1; 2].

Важным условием применения систем, имитирующих воздействие на рабочий процесс двигателя атмосферного дождя, является обеспечение комплекса требований по концентрации воды в воздухе, спектру распределения капель по размерам, значению среднемедианного диаметра капель, расходным характеристикам форсунок и условиям динамического взаимодействия макродисперсного капельного потока с воздушным течением в воздухозаборник.

Для имитации дождя в модельной постановке необходимы условия, приводящие к многократному дроблению водяных струй, подаваемых в виде осесимметричных волнообразных жгутов или тонкой пелены из форсунок в поток воздуха на входе в двигатель [4; 5].



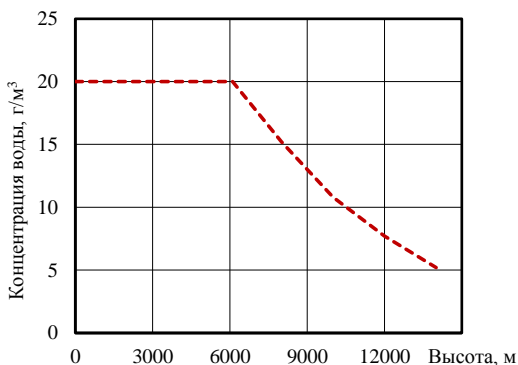
## Требования к установкам имитации дождя



**Рис. 1.** Стандартное атмосферное распределение по размеру капель дождя

Среднегеометрический диаметр капель составляет  $2,66 \cdot 10^{-3}$  м. Верхняя  $7,0 \cdot 10^{-3}$  м и нижняя  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м границы распределения капель по размерам (рис. 1) обусловлены процессами коагуляции и распада, имеющими место при движении капель в воздушном потоке [3–5]. Интенсивность атмосферного дождя, выраженная в виде концентрации воды в  $1 \text{ м}^3$  воздуха (рис. 2), существенно зависит от высоты относительно уровня земли [1].

Допустимо применение капель воды, имеющих размер и распределение по размерам, отличные от представленных на рисунках 1 и 2, если эта замена не приводит к ослаблению требований, предъявляемых к этим испытаниям [1; 2].



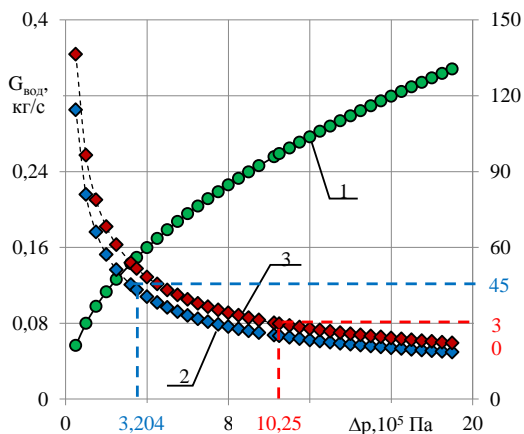
**Рис. 2.** Стандартная атмосферная концентрация воды в воздухе при дожде

### Расчет параметров процесса имитации дождя

Для формирования капли медианного диаметра  $2,66 \cdot 10^{-3}$  м необходимо время, равное  $\tau = 0,0057$  с. Учитывая полидисперсность имитируемого дождя, необходимо обеспечивать интегральное время полета капель от сечения впрыска жидкости до среза сопла воздухозаборника не менее значения  $\tau = 0,0243$  с.

Требуемое значение времени полета можно достичь при значениях  $R \geq 3$  м.

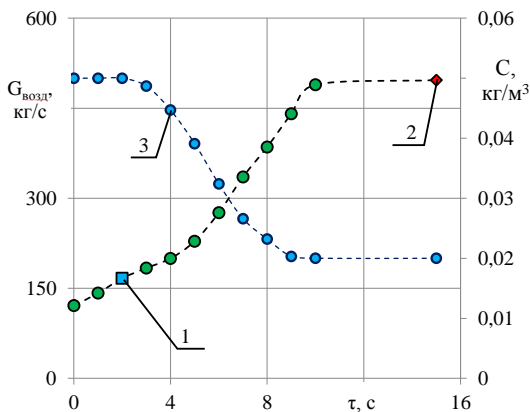
Введем критерий для учета взаимодействия стабилизирующих и деформирующих капли сил. Динамическое давление воздушного потока максимально в лобовой точке капли и равно динамическому напору (воздушный поток полностью тормозится). Его отношение к давлению сил поверхностного натяжения определяет критерий Вебера. Разрушение границ капли и ее дробление на совокупность более мелких происходит при значениях  $We \geq 10$ . Допустимый для имитации атмосферного дождя диапазон значений числа  $We$  от 0 до 10. При этом условии расстояние, на котором капля, не распадаясь, достигнет двигателя, составляет 5 м. На режиме «малый газ» этому расстоянию соответствует перепад давления на форсунке  $\Delta p = 3,204 \cdot 10^5$  Па, для режима работы «взлет»  $\Delta p = 10,25 \cdot 10^5$  Па. Параметры режимов работы приняты для двигателя ПД-14, создание которого находится на стадии сертификационных испытаний.



**Рис. 3.** Зависимость расхода воды, забрасываемого в двигатель одной форсункой, от перепада давления на его сопле (1).

Зависимость требуемого количества форсунок от перепада давления на соплах (по вспомогательной оси ординат): 2 — «малый газ»; 3 — «взлет»

Требуемое количество форсунок, входящих в состав коллекторного модуля, для режима «малый газ» при выбранном значении перепада давления  $\Delta p = 3,204 \cdot 10^5$  Па составило 45, для режима «взлет» при  $\Delta p = 10,25 \cdot 10^5$  Па — 30.



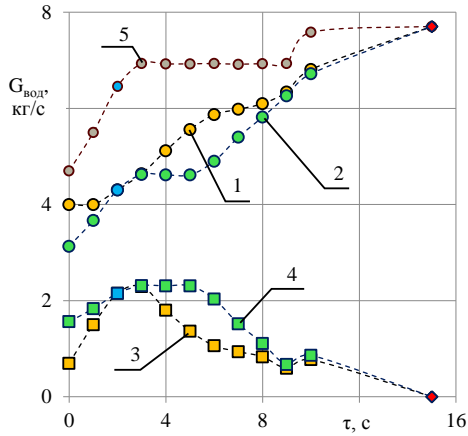
**Рис. 4.** Зависимость расхода воздуха в двигатель от времени: 1 — «малый газ»; 2 — «взлет»; 3 — изменение концентрации (по вспомогательной оси)

Суммарный расход воды, забрасываемой в двигатель на промежуточных режимах работы форсунки, коррелирует с расходом воздуха через воздухозаборник двигателя (рис. 4) и обеспечивается регулировкой двух независимых по давлению коллекторов.

На стационарном режиме «малый газ» имитация дождя и обеспечение концентрации  $50 \text{ г/м}^3$  выполняется с использованием всех 45 форсунок, работающих при перепаде давления  $\Delta p = 3,204 \cdot 10^5$  Па (рис. 5). При этом первый коллектор подает 4,3 кг/с воды, второй 2,1 кг/с. После этого осуществляется постепенное выключение внутреннего коллектора и изменение концентрации воды в атмосфере до  $20 \text{ г/м}^3$ .

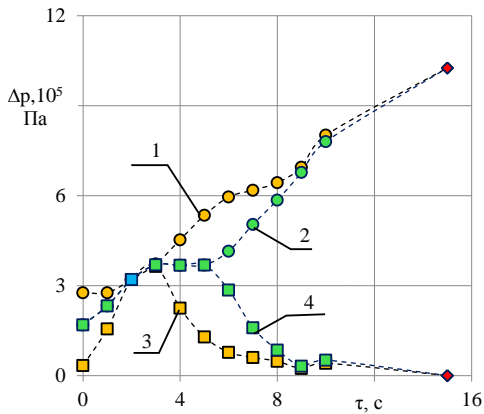
Ко времени  $\tau = 15$  с на режиме «взлет» расход воды 7,7 кг/с обеспечивается одним коллектором при перепаде давления  $\Delta p = 10,25 \cdot 10^5$  Па (рис. 6).

Анализ результатов исследований форсунки позволяет обосновать принципиальную схему коллекторного модуля испытательного стенда (рис. 7) для имитации дождя и уточнить число форсунок.



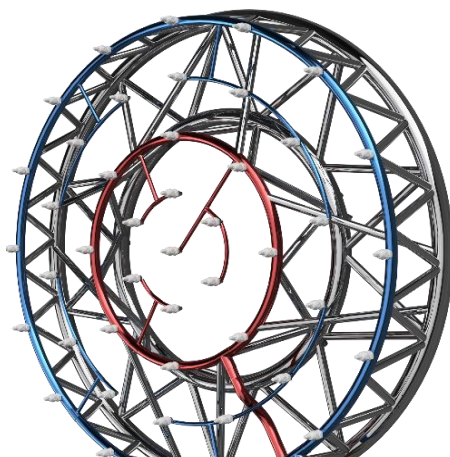
**Рис. 5.** Зависимость расходов воды в двигатель от времени:

вариант 1: 1 — 1-й коллектор; 3 — 2-й коллектор;  
вариант 2: 2 — 1-й коллектор; 4 — 2-й коллектор; 5 — суммарный расход



**Рис. 6.** Динамика изменения перепада давления на соплах форсунок на переходных режимах работы двигателя:

вариант 1: 1 — 1-й коллектор; 3 — 2-й коллектор;  
вариант 2: 2 — 1-й коллектор; 4 — 2-й коллектор



**Рис. 7.** Схема коллекторного модуля

Коллекторный модуль состоит из двух независимых кольцевых магистралей с радиальными ответвлениями. Внешний коллектор диаметром 2,4 м содержит 30 форсунок, внутренний коллектор диаметром 1,2 м включает 15 форсунок.

Имитация дождя может быть осуществлена на режимах «малый газ» и «взлет» с условием одновременного обеспечения концентрации воды в воздухе  $0,05 \text{ кг/м}^3$  и  $0,02 \text{ кг/м}^3$ , а также значения среднего медианного диаметра капель  $2,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

### **Заключение**

Разработана методика расчета термогазодинамических, конструктивных, гидравлических и расходных характеристик форсунки для требуемых режимов заброса воды в двигатель. Проведены расчетные исследования параметров рабочего процесса и выбор оптимальных режимов работы форсунки с целью повышения интегральных параметров эффективности.

Обоснован конструктивный вид коллекторного модуля, который обеспечивает имитацию дождя в соответствии с установленными стандартами [1–3]. Требуемое значение медианного диаметра капель  $2,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  обеспечивается при перепаде давления на форсунке  $3,204 \cdot 10^5 \text{ Па}$  на режиме «малый газ» и  $10,25 \cdot 10^5 \text{ Па}$  на режиме «взлет» при условии изменения концентрации воды в воздухе от 50 до  $20 \text{ г/м}^3$ .

## Литература

1. Авиационные правила АП-33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов. — АВАИЗДАТ, 2017. — 78 с.
2. Дос 10047. Руководство по организации контроля за обеспечением авиационной безопасности. Создание государственной системы контроля за обеспечением авиационной безопасности и управление этой системой. Изд 1-е / Международная организация гражданской авиации, 2015. — С. 72.
3. *Гурьянов А. И.* Исследование форсунки для имитации дождя при сертификации авиационных двигателей / А. И. Гурьянов, К. Л. Калинина // Вестник Московского авиационного института. № 1, Т. 25. — М.: изд-во МАИ, 2018. — С. 18–27.
4. *Фурлетов В. И.* Проектирование и исследование форсуночного модуля со струйной аэрацией топливовоздушного факела для малоэмиссионных камер сгорания / В. И. Фурлетов, В. И. Ягодкин и др. // Сборник ЦИАМ 2001–2005. Основные результаты научно-технической деятельности. — М.: ЦИАМ. — С. 450–454.
5. *Калинина К. Л.* Установка для имитации атмосферного дождя на этапе сертификационных испытаний авиационных двигателей / К. Л. Калинина, А. И. Гурьянов // Будущее авиации и космонавтики за молодой Россией: материалы Международного молодежного форума. — Рыбинск: РГАТУ имени П. А. Соловьева, 2017. — С. 43–48.

*С. Ю. Боровик, Ю. Н. Секисов*

ИПУСС РАН, Самара

borovik@iccs.ru

## **СИСТЕМА СБОРА ИНФОРМАЦИИ О ГЕОМЕТРИИ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА ГТД**

**Аннотация.** Рассматривается структура и основные технические средства системы сбора и обработки информации о геометрии газозвдушного тракта газотурбинного двигателя (ГТД). Система ориентирована на использование в ходе экспериментальных исследований и доводочных испытаний силовых установок и ее основным назначением является предоставление разработчикам ГТД в online-режиме информации о 3D-образе проточной части газозвдушного тракта работающего двигателя на основе измерения радиальных зазоров между его основными подвижными и неподвижными элементами конструкции. При этом предлагается модель формирования радиального зазора, которая позволяет в ходе испытаний не только воспроизводить реальную форму внутренних поверхностей контролируемых изделий, но и определять составляющие ее изменений, вызванные деформациями соответствующих элементов конструкции ГТД под действием силовых нагрузок и изменений температуры. Оригинальность и реализуемость системы подтверждается использованием ранее разработанных и апробированных в условиях стендовых испытаний технических средств, а также запатентованных способов получения информации о радиальном зазоре в точке контроля. Алгоритмическое и программное обеспечение системы является объектно-ориентированным и разрабатывается с учетом конкретных задач испытаний.

### **Введение**

Высокоэффективный газотурбинный двигатель (ГТД) является первоосновой для создания перспективной авиационной техники военного и гражданского назначения. Основные энергетические и прочностные показатели ГТД во многом зависят от состояния «горячей части» газогенератора. В частности, эффективность совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины зависит от геометрических параметров проточной части, формируемых элементами конструкции, а также от характера протекающих аэродинамических процессов в ней.

Интегрально геометрия проточной части ГТД может характеризоваться величиной радиальных зазоров (РЗ) между торцами рабочих лопаток и статором двигателя. Известно, что РЗ между торцами рабочих лопаток ротора и статором компрессора и турбины ГТД определяют значительное число важнейших показателей силовой установки. Так, например, снижение величины РЗ способствует повышению КПД двигателя и улучшению таких показателей, как аэродинамическая устойчивость, экономичность и экологичность. В [1] отмечается, что зависимость величины КПД от

РЗ нелинейная и на ступенях компрессора высокого давления при увеличении РЗ на 1 % КПД может снизиться до 2 %, а коэффициент запаса аэродинамической устойчивости — до 3 %. В свою очередь, в работе [2] показано влияние относительного изменения радиального зазора на границу срыва осевого компрессора ГТД. С другой стороны, чрезмерное уменьшение РЗ может привести к врезанию лопаток во внутреннюю поверхность статорной оболочки и стать причиной аварийного разрушения двигателя.

В общем случае величина РЗ на различных ступенях компрессора и турбины определяется исходным монтажным зазором и составляющей, зависящей от режима работы силовой установки. Минимальная величина монтажного зазора обычно выбирается исходя из условия обеспечения безопасной работы ГТД на всех режимах функционирования с учетом допусков на изготовление и сборку элементов конструкции двигателя, а также допустимых силовых и полетных нагрузок. В процессе же работы ГТД возникают нагрузки, которые приводят к изменениям РЗ между элементами конструкции двигателя. При этом фактическая геометрия проточной части работающего ГТД неизвестна, а значит, и ограничены возможности по улучшению характеристик силовой установки за счет оптимизации РЗ в газозвушном тракте двигателя по критериям энергоэффективности и безопасности.

Поэтому знания о величинах РЗ между торцами рабочих лопаток компрессора и турбины ГТД, а также наличие информации о том, какой вклад в их формирование вносят конкретные элементы конструкции ротора и статора по всему газозвушному тракту двигателя на различных режимах его работы, представляют особый интерес для разработчиков ГТД. Настоящая статья посвящена вопросам разработки системы сбора и обработки информации о геометрии газозвушного тракта ГТД на основе измерения РЗ. Система ориентирована на использование в ходе экспериментальных исследований и доводочных испытаний силовых установок и ее основным назначением является предоставление разработчикам ГТД в online-режиме информации о 3D-образе проточной части газозвушного тракта работающего двигателя. Предполагается, что система позволит в ходе испытаний не только воспроизводить реальную форму внутренних поверхностей контролируемых изделий, но и определять составляющие ее изменений, вызванные деформациями соответствующих элементов конструкции ГТД под действием силовых нагрузок и изменений температуры. При этом основу системы составляют оригинальные одновитковые вихретоковые датчики (ОВГД), сохраняющие свою работоспособность в экстремальных условиях газозвушного тракта, а также методы измерения, ориентированные на применение ОВГД (их работоспособность была подтверждена в условиях стендовых испытаний ГТД) [3; 4]. Алгоритмическое же и программное обеспечение системы в общем случае является объектно-ориентированным и будет зависеть от конкретных задач испытаний.



## Структура системы и особенности ее функционирования

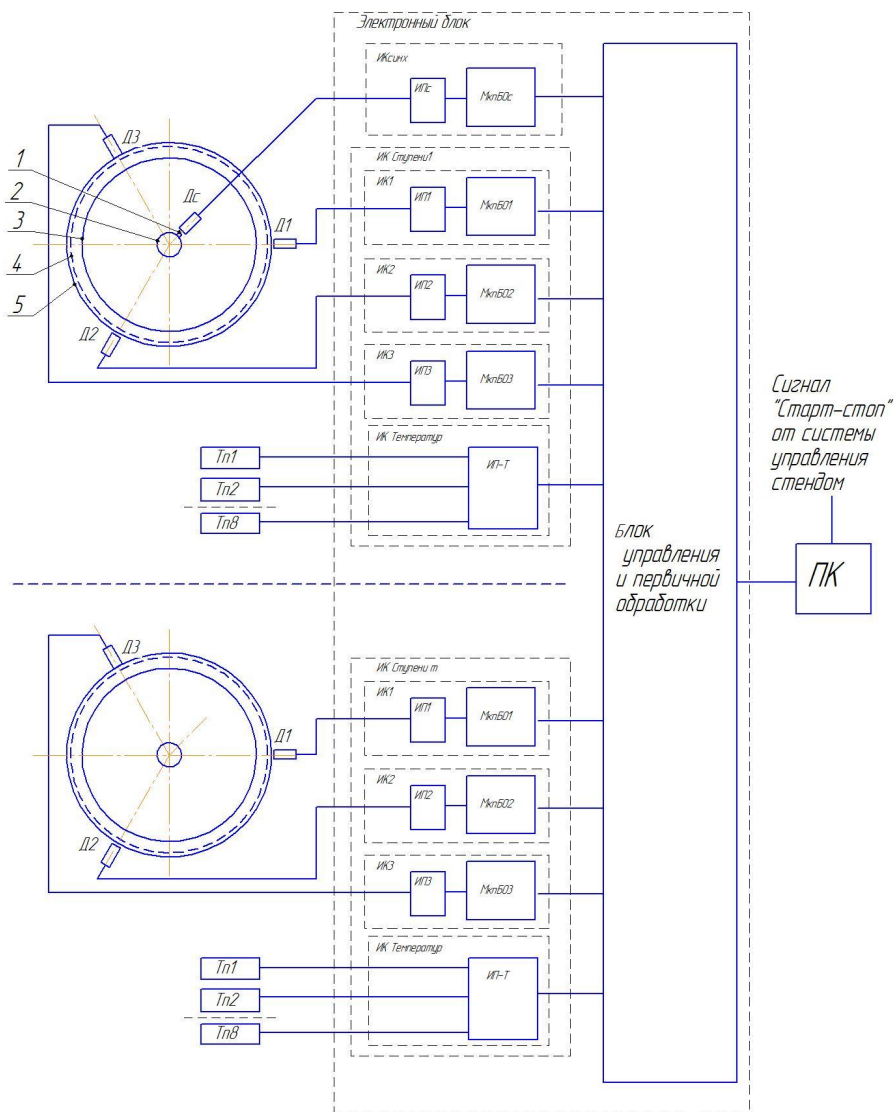
Предлагается подход к построению многоканальной системы сбора и обработки информации о геометрии газозвдушного тракта ГТД, в основу которого положено:

- использование кластеров (групп) ОВТД для получения в экстремальных условиях проточной части газозвдушного тракта ГТД первичной информации о РЗ между торцами лопаток рабочего колеса турбокомпрессора;
- моделирование процесса формирования РЗ в ступени турбокомпрессора в online-режиме;
- формирование пространственного 3D-образа газозвдушного тракта ступени ГТД на основе информации о РЗ в точках контроля;
- совместное использование фактической информации о РЗ в точках контроля по газозвдушному тракту ГТД и результатов моделирования для вычисления составляющих изменений РЗ, обусловленных теми или иными деформациями элементов конструкции силовой установки [3].

На рисунке 1 приведена функциональная схема такой системы, которая в общем случае является многоканальной и может обслуживать несколько ступеней компрессора или турбины ГТД.

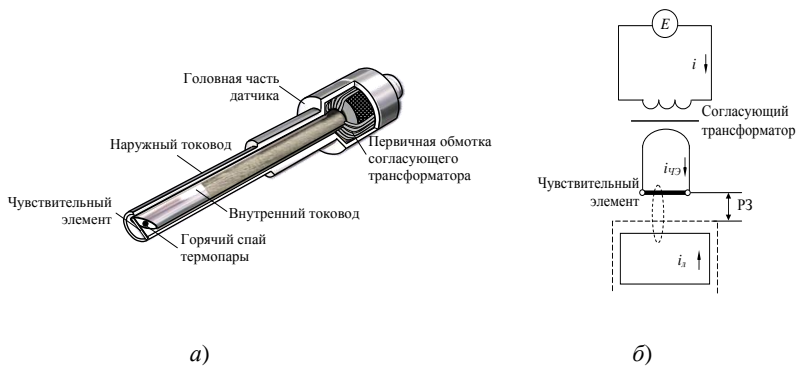
Как уже отмечалось, преобразование первичной информации о РЗ между торцами рабочих лопаток и статором ГТД осуществляется с помощью ОВТД. Число датчиков, размещаемых в одном сечении ГТД, и количество контролируемых сечений определяется конкретной решаемой задачей. При этом для каждого вида испытываемого изделия и задачи ОВТД изготавливаются отдельно с учетом условий их размещения на статорной оболочке силовой установки. Однако типовая конструкция ОВТД унифицирована и имеет вид рисунка 2. На том же рисунке представлена эквивалентная схема ОВТД.

Основной особенностью ОВТД является исполнение его чувствительного элемента в виде отрезка прямолинейного проводника квадратного сечения без изоляции из жаростойкой стали. Это обеспечивает работоспособность датчика в условиях высоких температур среды в зоне его размещения в газозвдушном тракте ГТД (свыше 1000 °С). Для обеспечения повторяемости характеристик датчика при многочисленных циклических воздействиях на него температуры элементы ОВТД выполняются в виде монолитной конструкции с использованием лазерной сварки. Монолитная конструкция обеспечивает и высокую прочность, и надежность датчика в реальных условиях эксплуатации.



1 — выступ на валу ротора, 2 — вал ротора, 3 — ступица, 4 — огибающая торцов рабочих лопаток, 5 — внутренняя поверхность статора

**Рис. 1.** Функциональная схема системы сбора и обработки информации о геометрии газоздушного тракта ГТД



**Рис. 2.** Типовая конструкция (а) и эквивалентная схема (б) ОВТД

Учитывая малую величину естественного выходного параметра чувствительного элемента датчика — индуктивности, ОВТД подключается к измерительной цепи через согласующий трансформатор с ферритовым сердечником, который с помощью удлиненных тоководов выносится из зоны высоких температур на внешнюю поверхность статорной оболочки. При этом, в случае необходимости, может быть предусмотрено принудительное воздушное или жидкостное охлаждение головной части датчика с согласующим трансформатором.

В корпус датчика дополнительно монтируются две термопары. Одна из них размещается в непосредственной близости от чувствительного элемента ОВТД и обеспечивает контроль температуры в зоне измерения непосредственно в газоздушном тракте двигателя. Показания этой термопары используются в том числе и для коррекции температурной погрешности датчика. Вторая термопара располагается в головной части ОВТД в месте установки согласующего трансформатора и используется для контроля его температурного режима.

Для установки датчика на двигателе используется дополнительный конструктивный элемент — державка, которая позволяет существенно упростить монтаж и демонтаж ОВТД на двигателе, облегчить ориентацию чувствительного элемента датчика относительно пера лопатки и сохранить снятые в лабораторных условиях градуировочные характеристики измерительных каналов с ОВТД при переносе датчиков с метрологической установки на двигатель. На рисунке 3 приведено несколько примеров различных конструкций ОВТД, а на рисунке 4 представлен вариант их размещения на статоре ГТД.



для компрессора с коротким тоководом



для компрессора с длинным тоководом

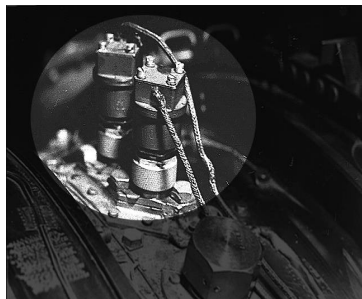


для турбины с воздушным охлаждением



для турбины с жидкостным охлаждением

**Рис. 3.** Варианты конструктивного исполнения ОВТД



**Рис. 4.** Пример размещения ОВТД на статорной оболочке ГТД

Электронный блок обеспечивает функционирование измерительных каналов (ИК) системы, в том числе:

- каналов измерения РЗ (ИК1...ИК3);
- каналов измерения температуры (ИК Температур);
- канала синхронизации, который используется для привязки результатов измерения РЗ к конкретной лопатке на рабочем колесе ротора турбокомпрессора (ИК Синх).

Каждый ИК содержит измерительный преобразователь (ИП), обеспечивающий преобразование сигналов соответствующих датчиков в цифровые коды и микропроцессорный блок обработки (МкпБО), в котором осуществляется предварительная обработка сигналов и данных с целью уменьшения влияния шумовой составляющей и их сжатия для последующей передачи в ПЭВМ.

Расширенная (вторичная) обработка информации осуществляется в ПЭВМ, которая является неотъемлемой частью системы. Именно здесь производится расчет физических значений измеряемых параметров (РЗ) и моделирование факторов, влияющих на изменение геометрии газовоздушного тракта. Здесь же вычисляются составляющие перемещений элементов конструкций ГТД, формирующие РЗ, анализируются факторы, приведшие к изменениям зазоров и «формируется» 3D-образ проточной части газовоздушного тракта двигателя. Кроме того, программное обеспечение верхнего уровня (в ПЭВМ) отвечает за представление и отображение результатов измерений и вторичной обработки на консольных устройствах (т. е. реализует человеко-машинный интерфейс), а также ведет архивы испытаний.

Описание некоторых алгоритмов вторичной обработки результатов измерений РЗ можно найти в работах [3; 4]. Как уже отмечалось во вводной части статьи, объем алгоритмического и программного обеспечения системы определяется прежде всего задачами испытаний конкретного изделия.

### **Оценка геометрии проточной части газовоздушного тракта ГТД**

Рассмотрим вопрос оценки геометрии проточной части ГТД на примере компрессора.

В идеальном случае проточную часть компрессора ГТД можно рассматривать как композицию проточных частей его ступеней. Площадь сечения каждой проточной части ступени в плоскости рабочего колеса представляет собой кольцо, образованное внутренним диаметром статора  $D_1$  и наружным диаметром ротора (диска)  $D_2$ . Если предположить, что длина всех лопаток рабочего колеса одинакова, то их торцы в процессе вращения будут описывать окружность диаметром  $D_3$ . При этом РЗ между торцами лопаток и внутренней поверхностью статора будет также одинаков, а его величина будет определяться шириной кольца, образованного окружностями с диаметрами  $D_1$  и  $D_3$ .

В процессе работы ГТД, под воздействием силовых нагрузок, влияния температуры и ряда других факторов, происходят изменения идеализированной формы проточной части, причем такие изменения могут носить как осесимметричный, так и асимметричный характер. В частности, к числу факторов, влияющих на геометрию проточной части, можно отнести следующие:

- неравномерность полей температуры и векторов силовых нагрузок на рабочих режимах;
- технологические допуски и изнашивание элементов конструкции;
- пластическая вытяжка рабочих лопаток в замках;
- и т. д.

В результате реальная геометрическая форма проточной части компрессора в рабочем режиме будет иметь сложную изменяющуюся форму. Оценить ее можно экспериментально по результатам измерений РЗ на рабочих режимах функционирования ГТД. Причем наличие метки (выступа) на валу компрессора ГТД позволяет синхронизировать опрос ОВТД с периодом вращения лопаточного колеса и, как следствие, привязать результаты измерения РЗ к конкретной лопатке. При этом угловое положение конкретной лопатки определяется в соответствии с выражением:

$$\beta_m = \frac{360}{M}(m-1), \quad (1)$$

где  $M$  — число лопаток на рабочем колесе,  $m$  — номер лопатки относительно начального положения колеса в направлении против его вращения колеса.

Изменение геометрии внутренней поверхности статорной оболочки в зависимости от угловой координаты  $\psi$  может быть представлено в виде выражения:

$$R_1(\psi) = R_{1,0} + \Delta R_1(\Theta), \quad (2)$$

где  $R_{1,0} = \frac{D_1}{2}$  — начальный радиус внутренней поверхности статорной оболочки после сборки компрессора,  $\Delta R_1(\Theta)$  — изменение размеров статорной оболочки, обусловленное действием температур.

В свою очередь, изменение размеров деталей ротора на рабочем режиме может быть определено исходя из выражения:

$$R_3(\psi) = R_{2,0} + \Delta R_2(\Theta) + \Delta R_2(n) + H_0 + \Delta H(\Theta) + \Delta R_3(n) + \Delta R_{3ПВ} + \Delta R_{3БР}, \quad (3)$$

где  $R_{2,0} = \frac{D_2}{2}$  — начальный радиус диска,  $\Delta R_2(\Theta)$  — изменение радиуса диска, обусловленное влиянием температуры,  $\Delta R_2(n)$  — изменение радиуса диска, обусловленное действием центробежной силы,  $H_0$  — начальная длина пера лопатки,  $\Delta H(\Theta)$  — изменение длины лопатки, вызванное ее температурным расширением,  $\Delta R_3(n)$  — изменение длины лопатки, вызванное действием центробежной силы (вытяжка),  $\Delta R_{3ПВ}$  — пластическая вытяжка лопатки в замке,  $\Delta R_{3БР}$  — биение ротора.

На основании (2), (3) величина РЗ между торцом лопатки под номером  $m$  и статорной оболочкой в  $k$ -той точке контроля может быть определена из выражения:

$$Y_{km} = Y_0 + \Delta R_{1P_m}(\Theta) - \Delta R_2(\Theta) - \Delta R_2(n) - \Delta H_m(\Theta) - \Delta R_{3m}(n) - \Delta R_{3ПВm} - \Delta R_{3БРP_m}, \quad (4)$$

где  $Y_0 = R_{1,0} - R_{2,0} - H_0$ .

На основании выражения (4), решая обратную задачу, можно построить профиль контролируемого сечения компрессора. При этом для вычисления ряда параметров может потребоваться контроль РЗ в нескольких точках, расположенных по образующей статора с равномерным шагом (например, как представлено на рисунке 1, с шагом  $\Delta\psi = 120$  градусов). Совмещая профили отдельных сечений компрессора, можно воссоздать 3D-образ его проточной части.

Следует отметить, что основная часть слагаемых в выражении (3) могут быть определены расчетным путем с использованием соответствующих моделей поведения элементов конструкции ротора. Очевидно, что в этом случае точность воспроизведения 3D-образа проточной части газозвдушного тракта ГТД, равно как и погрешность определения составляющих РЗ, вызванных влиянием того или иного параметра режима или условиями внешней среды, будет во многом зависеть от точности используемых для этих целей моделей. Безусловно, у разработчиков силовых установок имеется достаточно широкий арсенал соответствующих средств моделирования. Однако их существенным недостатком является потребность в значительных вычислительных и временных ресурсах, требуемых для проведения расчетов. Все это делает большинство существующих программных средств моделирования процессов в ГТД малоприменимыми для использования в реальном времени в составе программного обеспечения предлагаемой системы.

С другой стороны, возможен подход, который предполагает использование упрощенных («быстрых») моделей, которые при меньшей, но приемлемой точности вычислений способны работать в режиме реального времени и которые могут использоваться для online-контроля состояния проточной части ГТД непосредственно в ходе эксперимента. В частности, в работе [3] предлагалось использовать логические модели поведения элементов конструкций силовой установки.

## Заключение

Использование систем определения геометрии проточной части газозвдушного тракта, работающего ГТД на этапах экспериментальных исследований и доводочных испытаний силовых установок, дает в руки разработчиков уникальную информацию, которая может способствовать улучшению технических характеристик разрабатываемого изделия, а также способствовать сокращению сроков доводки ГТД. Упрощенные же варианты подобного рода систем с успехом могут использоваться при штатной эксплуатации ГТД для диагностики опасных состояний двигателя, а в перспективе — служить основой для разработки систем управления ГТД.

## Литература

1. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей / В. П. Данильченко, С. В. Лукачев, Ю. Л. Ковылов и др. — Самара: изд-во СНЦ РАН, 2008. — 620 с.
2. Коваль В. А., Ковалева Е. А., Романов В. В. О влиянии радиального зазора на границу срыва осевого компрессора ГТД // LXIV научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парагазовых установок: сборник докладов. — Казань, 2017. — С. 46–49.
3. Методы и средства измерения многомерных перемещений элементов конструкций силовых установок / Ю. Н. Секисов, О. П. Скобелев, Л. Б. Беленький и др.; под ред. Ю. Н. Секисова, О. П. Скобелева. — Самара: изд-во СамНЦ РАН, 2001. — 188 с.
4. Кластерные методы и средства измерения деформаций статора и координат смещений торцов лопаток и лопастей в газотурбинных двигателях / Л. Б. Беленький, С. Ю. Боровик, Б. К. Райков и др.; под общ. ред. О. П. Скобелева. — М.: Машиностроение, 2011. — 298 с.

*А. А. Кузнецов, М. А. Никифоров, А. Н. Мурзин*

ПАО «ОДК-Кузнецов», Самара  
qznet-tlt@mail.ru

## ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ МАЯТНИКОВЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДИНАМОМЕТРОВ

**Аннотация.** В статье рассмотрены основные конструктивные особенности исполнения маятниковых и гидравлических динамометров. В статье приведены схема маятниковых и гидравлических динамометров, принцип их работы, преимущества и недостатки.

Измерение сил в процессе испытания ВРД необходимо в первую очередь для определения величины тяги и крутящего момента. На экспериментальных стендах находят применение маятниковые, гидравлические динамометры и упругие силоизмерители с электрическими датчиками.

Принцип работы маятникового динамометра ясен из рассмотрения рисунка 1. На рычаге длиной  $l$  подвешен груз  $Q$ , который вместе с сектором радиуса  $r$  может вращаться вокруг шарнира  $O$ . К сектору радиуса  $r$  приложена измеряемая сила  $P$ . Система придет в равновесие, когда момент от силы  $P$  будет равен моменту от силы  $Q$  относительно точки  $O$ :

$$Pr = Ql \sin \alpha, \text{ откуда } P = \frac{Ql \sin \alpha}{r}.$$

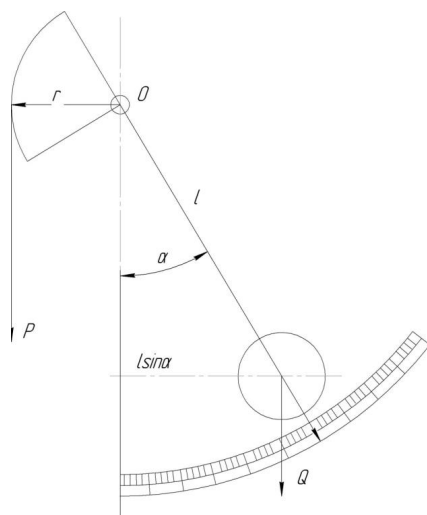
Маятниковый динамометр в таком простейшем оформлении неудобен из-за неравномерной шкалы. Для выравнивания шкалы сектор профилируют по ну  $r = a \sin \alpha / \alpha$ , тогда угол отклонения маятника будет пропорционален приложенному усилию:

$$P = \frac{Ql}{\alpha} \alpha. \quad (1)$$

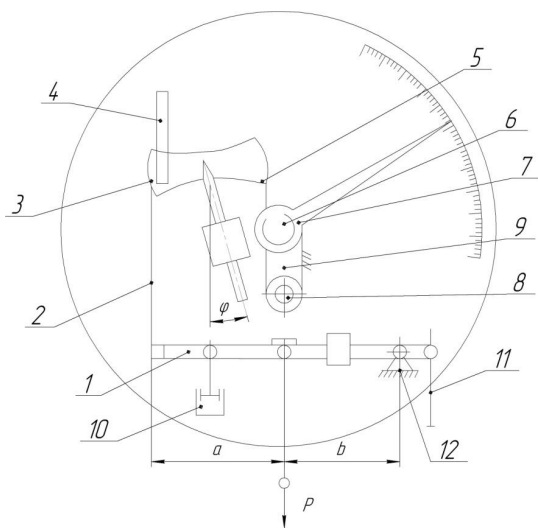
Применяются и другие способы выравнивания шкалы. На рисунке 2 показана весовая головка, в которой использован рассмотренный выше принцип уравнивания силы.

Измеряемое усилие  $P$  прикладывается к серьге грузоприемного рычага  $l$ , который поворачивается на опоре  $l_2$  и передает усилие с помощью стальной ленты  $2$  на квадрант  $3$ . Конструкция позволяет менять место приложения усилия, т. е. соотношение плеч  $(a + b)/b$ , благодаря чему рычаг  $l$  может выполнять роль редуктора.





**Рис. 1.** Маятниковый динамометр



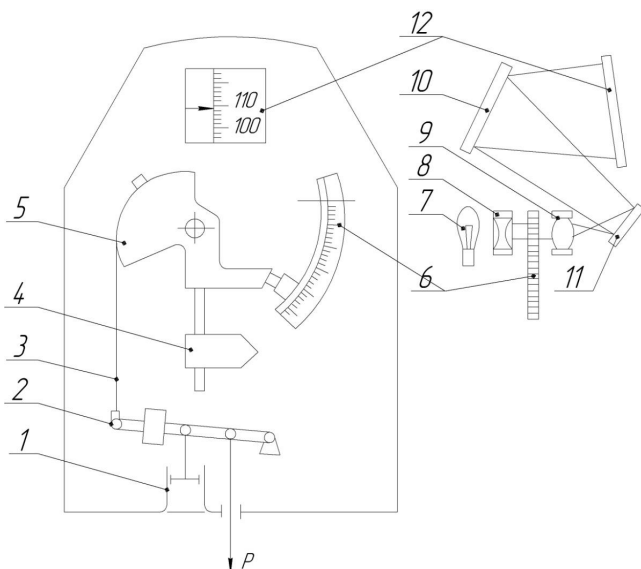
**Рис. 2.** Схема весовой головки:

- 1 — грузоприемный рычаг; 2 — стальная лента; 3 — квадрант; 4 — кронштейн;  
 5 — лента; 6 — барабан; 7 — указательная стрелка; 8 — грузик; 9 — лента; 10 — демпфер;  
 11 — серьга дополнительного груза; 12 — опора грузоприемного рычага

Квадрант подвешен к кронштейну 4 на двух лентах и может перекаатываться своими опорными секторами по вертикальным направляющим кронштейна. Отклонение квадранта с грузом создает момент, уравновешивающий момент от приложенного усилия. Поворот квадранта вызывает перемещение ленты 5, которая поворачивает барабан 6, жестко насаженный на ось указательной стрелки 7.

Шкала весовой головки (равномерная, условная) содержит 1000 делений. Цена деления зависит от отношения  $(a + b)/b$  системы передач к весовой головке и определяется в процессе тарировки. Весовая головка снабжена гидравлическим демпфером 10, соединенным с рычагом 1, и серьгой для дополнительного груза 11. Дополнительный груз подвешивают для компенсации предварительного натяга в системе передачи усилия от двигателя к весовой головке.

На рисунке 3 показана схема динамометра с оптической системой передачи показаний. Источник света 7 просвечивает шкалу 6, а объектив 9, поставленный непосредственно за прозрачной шкалой, увеличивает изображение шкалы в 10 раз и через систему наклонных зеркал 10 и 11 передает изображение на матовый экран 12.

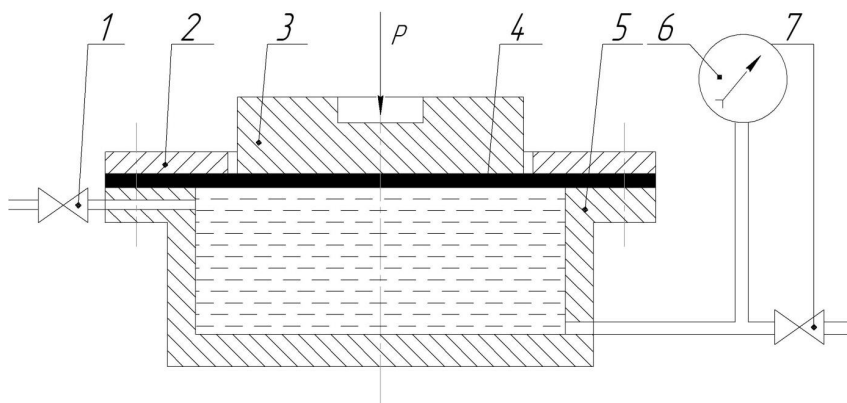


**Рис. 3.** Схема динамометра с оптической системой передачи показаний:

- 1 — демпфер; 2 — силоприемный рычаг; 3 — лента; 4 — уравновешивающий груз;  
 5 — квадрант; 6 — стеклянная прозрачная шкала; 7 — лампочка; 8 — конденсор;  
 9 — объектив; 10 — зеркала; 11 — зеркала; 12 — матовый экран

Маятниковые динамометры весьма надежны в эксплуатации, но требуют тщательного устранения всех люфтов в системе передач усилия и защиты подшипников и шарниров от влаги и пыли.

На испытательных станциях находят применение следующие виды гидравлических динамометров: проточные, непроточные и компенсационные.



**Рис. 4.** Схема непроточной месдозы с разделительной диафрагмой:

- 1 — кран; 2 — прижимное кольцо; 3 — поршень; 4 — разделительная диафрагма;  
5 — корпус месдозы; 6 — манометр; 7 — кран

На рисунке 4 показан непроточный динамометр (месдоза). Она состоит из корпуса 5, наполненного жидкостью, и закрытой упругой диафрагмы 4. На диафрагме покоится поршень 3, к которому прикладывается измеряемое усилие.

Приложенное к месдозе усилие создает в ней давление, измеряемое манометром 6. После соответствующей тарировки величина давления служит мерой приложенного усилия.

Диафрагмы для измерения давления до  $10 \text{ кг/см}^2$  изготавливаются из высокопрочной прорезиненной мембранной ткани толщиной  $0,3\text{--}0,8 \text{ мм}$  или бериллиевой бронзы толщиной  $0,05\text{--}0,06 \text{ мм}$ , которая обладает рядом достоинств: у нее линейная характеристика и отсутствует гистерезис. Для измерения более высоких давлений применяется листовая маслобензостойкая резина ( $2\text{--}3 \text{ мм}$ ) или тонколистовая сталь.

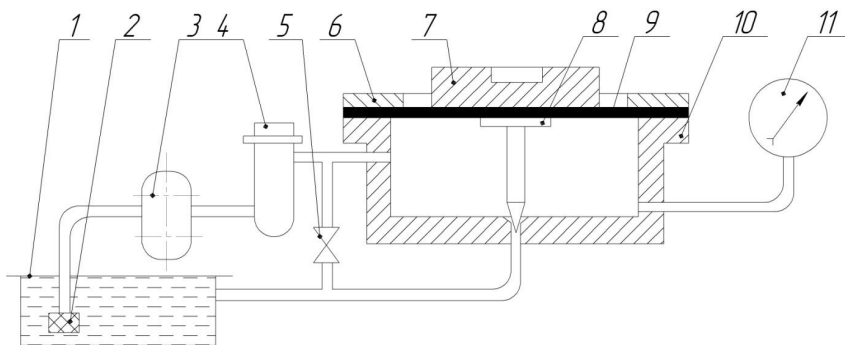
В качестве рабочих жидкостей применяют различные масла, смесь масла с керосином, технический глицерин, спирто- и водоглицериновые смеси. Спирто- и водоглицериновые смеси не замерзают при низких температурах.

Достоинствами непроточных месдоз являются простота конструкции (отсутствие сложных систем рычажных передач) и широкий диапазон измерения. Однако им присущ и ряд недостатков. На показание непроточной месдозы оказывает

существенное влияние температура окружающей среды. Объемный коэффициент расширения у жидкости больше, чем у металла. Поэтому в замкнутой системе месдозы начальное давление изменяется в зависимости от температуры среды и перед каждым испытанием двигателя необходима тарировка месдоз.

На точность измерения давления большое влияние оказывает сжимаемость рабочей жидкости, которая составляет примерно 0,5 % на  $70 \text{ кг/см}^2$ . Наименьшую сжимаемость имеют глицерин и спиртоводные смеси, наибольшую — минеральные масла.

Сжимаемость рабочих жидкостей зависит от содержания воздуха, который может быть растворен в жидкости или находится в ней в свободном виде. Растворимость воздуха при нормальных атмосферных условиях составляет около 10 % и линейно возрастает с увеличением давления. Свободный воздух приводит к неустойчивой работе месдозы, растворенный — слабо влияет на сжимаемость жидкости, но при изменении внешних условий может освобождаться из раствора. Поэтому систему силоизмерителя непроточных месдоз необходимо часто проливать.



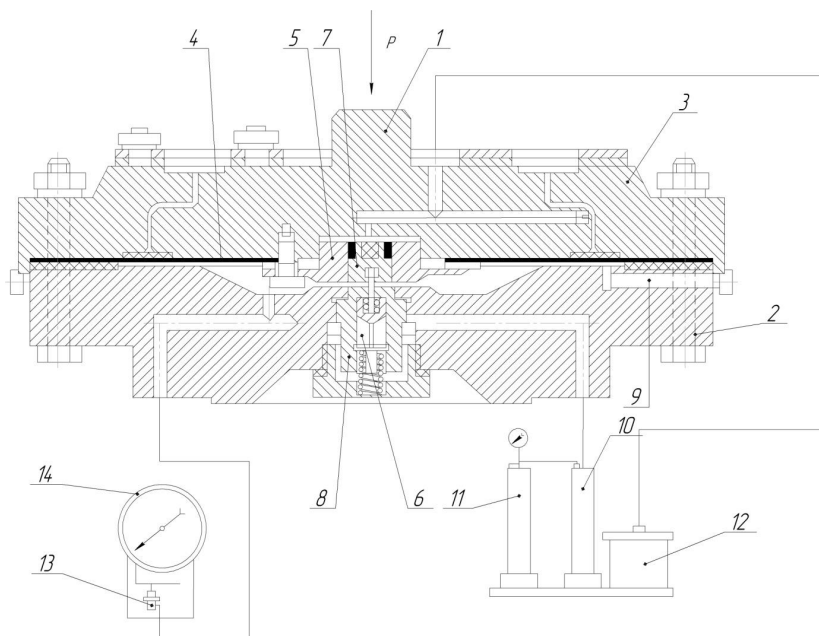
**Рис. 5.** Схема проточной диафрагменной месдозы:

- 1 — маслобак; 2 — фильтр низкого давления; 3 — насос; 4 — фильтр высокого давления;
- 5 — кран перепуска; 6 — прижимное кольцо; 7 — поршень; 8 — шток перепуска;
- 9 — разделительная диафрагма; 10 — корпус месдозы; 11 — манометр

Проточные месдозы лишены указанных недостатков. На рисунке 5 показана схема проточной диафрагменной месдозы. Рабочая жидкость непрерывно подается объемным насосом 3 в полость под диафрагму и выходит из нее через клапан перепуска, шток которого 8 связан с диафрагмой 9. Объемный насос обеспечивает приблизительно постоянный объемный расход жидкости вне зависимости от давления на выходе, поэтому при изменении нагрузки сечение в клапане перепуска

будет автоматически изменяться, пока давление жидкости под диафрагмой не уравнивает нагрузку. После предварительной тарировки величина давления служит мерой приложенного усилия (нагрузки). Примером проточной мессдозы может служить измеритель крутящего момента ИКМ.

В компенсационных мессдозах при нейтральном положении мембраны жидкость через мессдозу не расходуется. Они не чувствительны к колебаниям температуры и утечкам рабочей жидкости.



**Рис. 6.** Компенсационная диафрагменная мессдоза:

- 1 — поршень; 2 — корпус; 3 — фланцевое кольцо; 4 — диафрагма; 5 — вставка;  
 6 — подающий клапан; 7 — сливной клапан; 8 — толкатель; 9 — шариковый затвор;  
 10 — расходный баллон; 11 — компенсационный баллон; 12 — маслобак;  
 13 — приемник давления; 14 — весовая головка

Конструкция компенсационной мессдозы показана на рисунке 6. Если измеряемое усилие постоянно, то клапаны 6 и 7 закрывают сливное и входное отверстия и мессдоза работает как непроточная.

Если измеряемое усилие увеличилось, то поршень 1 через толкатель 8 открывает подающий клапан 6, через кольцевой зазор которого рабочая жидкость из расходного баллона 10 устремится под диафрагму 4, повышая давление до тех пор,

пока не уравновесится приложенное усилие и поршень вернется в нейтральное положение и не прикроет подающий клапан *б*. При уменьшении измеряемого усилия открывается сливной клапан *7*, благодаря чему давление под диафрагмой падает и поршень вновь возвращается в нейтральное положение.

Питание месдозы осуществляется из расходного баллона *10*, который перед работой заполняется полностью, а компенсационный баллон — на 0,5 объема. В компенсационный баллон подается воздух, давление которого вдвое больше максимального давления в месдозе.

Компенсационная месдоза наиболее точная из рассмотренных приборов и в совокупности с поршневым манометром позволяет проводить измерения с точностью до 0,2 %.

Недостатком маятниковых и гидравлических динамометров является значительная инерционность, что не позволяет применять их для исследования переходных и неустановившихся режимов работы двигателя.

### **Литература**

1. *Горбунов Г. М., Солохин Э. Л.* Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1967. — 255 с.

# ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

---

УДК: 678

*И. И. Когтева*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
kogteva@klimov.ru

## ПРИМЕНЕНИЕ В КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ ПОЛИМЕРНЫХ И КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ

**Аннотация.** Основная цель исследования применения в конструкции двигателя полимерных и композитных материалов. Тема исследования имеет широкое применение не только в России, но и во всем мире. В данном докладе были изучены аддитивные технологии, изложены общие сведения о композитах, принципах создания полимерных композиционных материалов. Приведены основные технологические методы получения композиционных материалов и методы формования изделий на их основе. Рассмотрен экономический эффект применения композитных материалов в различных областях. Также изучен опыт зарубежных компаний, которые активно внедряют аддитивные технологии.

## ВВЕДЕНИЕ

Основные направления технологического развития Объединенной двигателестроительной корпорации (входит в госкорпорацию «Ростех») — это использование при создании перспективных российских газотурбинных двигателей авиационного, промышленного и морского применения полимерных композиционных материалов, аддитивных технологий, высокотемпературных материалов, применение новых прорывных конструктивных схем и технологий «более электрических» двигателей, а также суперкомпьютерные технологии.

Если рассматривать жизненный цикл турбинного двигателя, то примерно 15–20 лет уходит на проведение исследований, следующие 5–8 лет тратятся на испытания и сертификацию, а 40–50 лет предназначены для эксплуатации двигателя. Безусловно, исследования нужно планировать заранее, необходимо ставить задачи и выстраивать траекторию развития на будущий период в 15–20 лет. Этот процесс достаточно сложен, но чтобы он был результативным, в нем должны взаимодействовать государственные корпорации, институты развития, министерства, институты фундаментальной и отраслевой науки, малый и средний бизнес, малые инновацион-

ные предприятия. Именно такая синергия позволит создать инновационно-ориентированную систему, наиболее эффективную для технологических разработок и инновационных решений. ОДК определила наиболее перспективные для себя области развития газотурбинных двигателей, одной из основных составляющих являясь применение композитных и полимерных материалов в авиадвигателестроении.

**Полимеры** — неорганические и органические, аморфные и кристаллические вещества, состоящие из «мономерных звеньев», соединенных в длинные макромолекулы химическими или координационными связями. К органическим полимерам относятся: кожа, меха, шерсть, шелк, хлопок, цемент, известь, глина и т. д. Синтетические полимеры это: полиамиды, полиимиды, полиэфиры, полиэфир-кетоны, полиуретаны, полиолефины, полипропилен и т. д.

В технике полимеры часто используются как компоненты композиционных материалов, например, стеклопластиков. Возможны композиционные материалы, все компоненты которых — полимеры (с разным составом и свойствами).

**Композиционные материалы** (рис. 1) — это материалы, образованные объемным сочетанием химически разнородных и нерастворимых друг в друге компонентов с четкой границей раздела между ними. КМ характеризуются свойствами, которыми не обладает ни один из его компонентов, взятый в отдельности. Обычно КМ состоят из пластичной основы (матрицы), служащей связующим материалом, и включений различных компонентов (наполнителя) в виде порошков, волокон, нитевидных кристаллов, тонкой стружки и т. п.

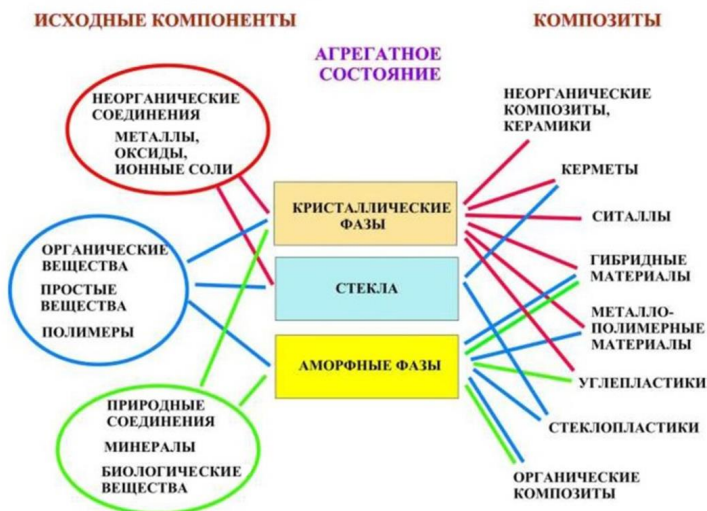


Рис. 1. Разновидности композитов



В авиационной промышленности используются следующие виды композитных материалов: углепластики, боропластики, органопластики, композитные материалы с металлической матрицей, композитные материалы на основе керамики, арамид, боралюминий, алмаз-карбидный композиционный материал «Скелетон», нитрид кремния и др.

**Аддитивные технологии** (Additive Manufacturing — от слова аддитивность — прибавляемый) — это послойное наращивание и синтез объекта с помощью компьютерных 3D-технологий. Изобретение принадлежит Чарльзу Халлу, в 1986 г. сконструировавшему первый стереолитографический трехмерный принтер.

Организация ASTM, занимающаяся разработкой отраслевых стандартов, разделяет 3D-аддитивные технологии на 7 категорий (рис. 2):

1. Выдавливание материала: MJS, FDM, FFF.
2. Разбрызгивание материала: Polyjet. Эта аддитивная технология также называется Multi jetting Material.
3. Разбрызгивание связующего: Ink-Jet-технологии и ExOne.
4. Соединение листовых материалов: производства Fabrisonic.
5. Фотополимеризация в ванне: SLA-технология компании 3D Systems и DLP-технология компаний Envisiontec, Digital Light Procession.
6. Плавка материала в заранее сформированном слое: SLS-технологиях и SHS компании Blueprinter.
7. Прямое подведение энергии в место построения: Sciaky, POM, Optomec.



**Рис. 2.** Типы производства

Авиационная промышленность усиленно инвестирует в аддитивное производство. Применение аддитивных технологий позволит снизить расход материалов, затрачиваемых на изготовление деталей, в 10 раз. Отличный драйвер развития — авиация. Небольшая серийность и высокая наукоемкость изделий позволяют заменить в отрасли традиционные технологии аддитивными.

По данным, опубликованным в Wohler Reports, распределение услуг 3D-печати по материалам выглядит так: 51 % приходится на полимеры, 29,2 % — на металл и полимер, 19,8 % — на металлы.

**Значительный экономический эффект** дает применение композитных материалов в различных областях. Например, использование ПКМ (полимерный композитный материал) при производстве космической и авиационной техники позволяет сэкономить от 5 до 30 % веса летательного аппарата. А снижение веса, например, искусственного спутника на околоземной орбите на 1 кг приводит к экономии 1000 \$. В качестве наполнителей ПКМ используется множество различных веществ.

Если для металла независимых характеристик упругости две — модуль упругости и коэффициент Пуассона плюс соответствующие значения прочности, то у нас, даже если рассматривать ортотропное тело, получается 9 характеристик упругости плюс соответствующие критерии прочности.

У каждого изделия — своя укладка, а это значит, что у каждой лопатки — свой материал с уникальными характеристиками. А новый материал нужно квалифицировать в соответствии с существующими нормами. В случае с металлом достаточно общей квалификации материала: модули упругости, влияние температуры и проч. Все это записано в паспорте на материал. Но для КМ (композитный материал) есть данные только для простейших случаев армирования. На эти данные смотрят лишь в самом начале проектирования, определяя, годится ли этот материал в принципе для данного изделия.

По расчетам конструкторов ЦИАМ, стоимость углепластиковых лопаток будет составлять 50–70 % от стоимости полых титановых. Как делаются полые титановые лопатки? В печи при температуре 1000 °С заготовки распирают внутренним давлением в оснастку. Изготавливать оснастку, которая выдерживала бы эти температуры, — это уже немалые затраты. С композитными материалами все гораздо дешевле. Пресс-форма неметаллическая. Ее можно множить в большом количестве, если мы имеем мастер-модель. При массовом производстве это будет намного дешевле.

У КМ большие возможности в этом плане, поскольку можно регулировать их свойства. Например, оказалось, что металлическая лопатка по какой-то частоте попадает в резонанс с потоком. Приходится менять всю геометрию изделия, зачастую с падением КПД. При использовании углепластика меняется не геометрия, а внутренняя структура материала и уходят от резонансных частот. Или, например, на самом кончике лопатки часто возникает срывной флаттер. На металлической лопатке обрезают этот кончик, теряют в КПД, зато обеспечивают работоспособность изделия. При использовании КМ меняется структура армирования в этом месте и получается, что кромка будет держать.

Если речь идет о мощных двигателях с большой степенью двухконтурности, то бессмысленно говорить о металлической лопатке. Что говорить, если компания Rolls-Royce, которая обожглась на КМ и все последующие годы ориентировалась на полые титановые лопатки, сейчас начинает делать эти изделия из углепластика.

Не потому что она их любит, а потому что они экономичнее и надежнее. Нарботка первых экземпляров лопаток из углепластика превысила 30 млн часов. Планируется достижение 150 млн летных часов. У металла 30 млн часов — это предел.

Многокомпонентные композиционные материалы состоят из пластичной основы (матрицы) и армирующих наполнителей, обладающих высокой жесткостью и прочностью. Их сочетание обеспечивает создание новых материалов, а ориентация наполнителя в материале — необходимые прочностные свойства. Внедрение деталей из таких материалов в состав авиадвигателей позволяет качественно изменить их конструкцию, существенно улучшить основные характеристики, в том числе снизить массу.

Аддитивные технологии — это один из методов сокращения сроков создания и снижения трудоемкости при производстве двигателей (рис. 3).

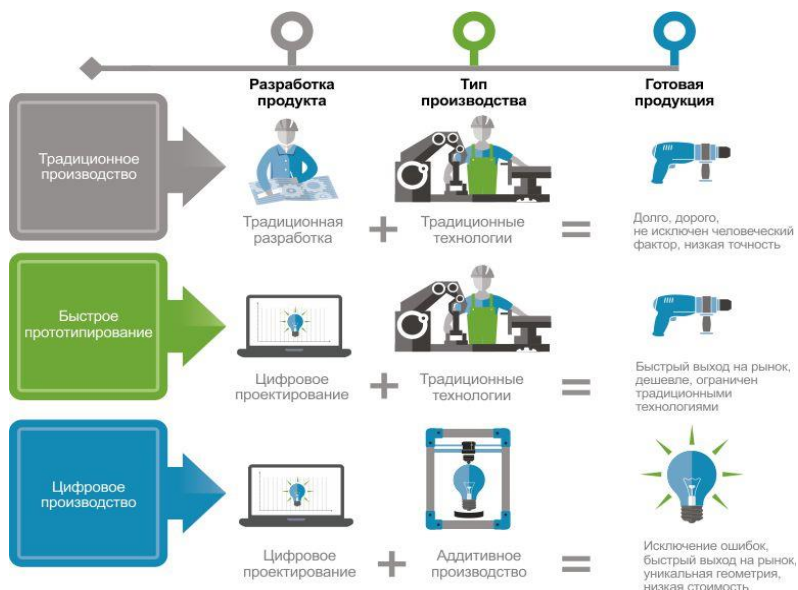


Рис. 3. Сравнение технологий

**Зарубежные компании** сейчас сильно опережают отечественные композитные и полимерные материалы в двигателестроении, и в том числе в аддитивных технологиях. Особенно США. Распределение промышленных принтеров аддитивных технологий в процентах по миру выглядит следующим образом: США: 38,3, Япония 10,2, Германия 9,3, Британия 4,4, Италия 3,9, Франция 3, Южная Корея 2,2, Канада 1,9, Тайвань 1,5, Испания 1,4, Турция 1,3, Россия 1,3, остальные страны 13 %.

В двигателестроении качественный скачок произошел в 1995 г., когда компания General Electric внедрила в своем двигателе 5-го поколения GE90 лопатки вентилятора из углепластика. Почти все современные западные двигатели-конкуренты разрабатываются с углепластиковыми лопатками вентилятора. При проектировании лопатки углы армирования существенно меняются — это уже новый материал, который создается одновременно с конкретным изделием. Нужна специальная квалификация материала лопатки. То есть число испытаний значительно увеличивается. Использование КМ в конструкции Boeing 787 привело к уменьшению массы самолета на 50 %, но число испытаний свойств материалов увеличилось с 5 000 до 100 000.

Крупные игроки рынка оказывают огромное влияние и стимулируют целые отрасли, их интерес — дополнительное подтверждение эффективности использования ПЛВ (прямого лазерного выращивания). Так, компания General Electric проявила типичную для себя активность и приобрела двух производителей аддитивного оборудования — Arcam и Concept Laser для использования в первую очередь в собственном производстве по направлениям «Авиация» и «Нефтегаз». Такие действия говорят не только о перспективности технологии, но и о доказанной эффективности и минимальных рисках.

Производитель космической техники Space X активно расширяет зону комфорта человечества в космосе. Очень существенную роль в этом будет играть использование аддитивного производства. По планам компании, строительство зданий на Марсе будет осуществляться с использованием аддитивных технологий. В криогенном метановом двигателе Raptor, который проходил испытания в прошлом году, более 40 % деталей (по массе) были созданы с использованием технологии прямого лазерного выращивания. Для тяжелой ракеты Falcon Heavy также будет использован этот метод изготовления деталей.

Недавно перешла на полностью «напечатанные» изделия в самолете A350 компания Airbus — и это функциональные изделия, которые уже прошли сертификацию.

Ожидается, что компания GE Aviation будет ежегодно печатать 40 тыс. форсунок по аддитивной технологии. А компания Airbus в 2018 г. собирается печатать до 30 т деталей ежемесячно. Компания отмечает значительный прогресс в характеристиках произведенных таким способом деталей по сравнению с традиционным. Оказалось, что кронштейн, который был рассчитан на 2,3 т нагрузки, в действительности может выдерживать нагрузку до 14 т при снижении его веса вдвое. Кроме того, компания печатает детали из алюминиевого листа и топливные коннекторы. В самолетах Airbus насчитывается 60 тыс. частей, напечатанных на 3D-принтерах Fortus компании Stratasys. Другие компании авиакосмической индустрии также используют технологии аддитивного производства. Среди них: Bell Helicopter, BAE Systems, Bombardier, Boeing, Embraer, Honeywell Aerospace, General Dynamics, Northrop Grumman, Lockheed Martin, Raytheon, Pratt & Whitney, Rolls-Royce и SpaceX.

**Объединенная двигателестроительная корпорация (ОДК)** постепенно вводит в производство композитные и полимерные материалы и параллельно осваивает аддитивные технологии производства. Рассмотрим несколько предприятий холдинга.

**ФГУП «ЦИАМ имени П. И. Баранова».** В 1970–80-х гг. ЦИАМ шли вровень с исследованиями западных коллег, но в 1990-е гг. существенно отстали. Тем не менее в последнее десятилетие наметилась положительная тенденция. В результате новых разработок, таких как ПД-14 и ПД-35, появляется спрос на научные исследования, в том числе и по КМ.

На сегодняшний день на российских двигателях, например на ПС-90, из КМ изготовлены лишь небольшие несилловые элементы. На ПД-14 из КМ изготовлены мотогондола и передний корпус, однако силовых элементов из КМ по-прежнему нет.

Зарубежные углепластики имеют предел прочности на сжатие после удара 350 МПа, а у плетеных КМ — до 385. У отечественных материалов этот параметр не превышал 240 МПа. После значительных трат и усилий в прошлом году были достигнуты гарантированные 290 МПа, а есть образцы, которые показывают 310–350 МПа. В этом направлении сейчас идет работа. ЦИАМ приближается к тем характеристикам, которые нужны для изготовления лопаток из углепластика.

ЦИАМ является лидером по внедрению КМ в авиадвигатели во всех отношениях: и в расчетах, и в производстве, и в испытаниях.

Программа по отработке технологии изготовления отдельных деталей и узлов малоразмерных двигателей из КМ стартовала в 2005 г., но работа над ней прерывалась, и выполнили ее лишь в 2016 г. В результате созданы из КМ все детали ротора: центробежное колесо, колесо турбины, колесо осевого компрессора низкого давления. Кроме этого, изготовлены неохлаждаемая жаровая труба, а также сопловой аппарат, который стоит в турбине высокого давления. Это самая теплонапряженная конструкция в двигателе.

ЦИАМ сделали сепараторы из углерод-углеродного КМ для этих подшипников и шарики из материала, который называется «скелетон». Но необходимо эти шарики обработать, довести до очень высокой чистоты поверхности и сферичности, которая достигается в стальных шарах. Однако этот материал с трудом поддается обработке. С помощью лазера оказалось возможным довести шарики до нужной кондиции. Подшипники из материала «скелетон» практически не поддаются износу.

**АО «НПО Энергомаш».** Планирует использовать аддитивные технологии при создании компонентов жидкостных ракетных двигателей РД-191 и РД-171МВ. С помощью 3D-печати сделают смесительную головку окислительного газогенератора, агрегат наддува, корпус блока сопел крена, пневмоблок и кронштейны. Предприятие самостоятельно профинансирует соответствующие НИОКР.

Предприятия компании уже имеют опыт соответствующих работ — в воронежском АО КБХА с помощью 3D-печати произведена смесительная головка и сопла двигателя 14Д23 для ракеты-носителя «Союз-2.1б». По мнению специалистов, это позволило на 20 % сократить трудоемкость работ.

Так, если смесительная головка, созданная методом послойного синтеза, состоит из одной детали, то ее классический аналог — из 220, вдобавок он имеет 124 паяных соединения и 62 сварных шва (рис. 4). Инновационная камера двигателя уже прошла огневые испытания, подтвердившие ее работоспособность.



**Рис. 4.** Преимущества в сложных деталях

**НПО «Сатурн».** Государственная корпорация «Ростех» и администрация южнокорейской провинции Кенгидо подписали соглашение о совместном развитии центра аддитивных технологий на базе НПО «Сатурн», входящего в состав Объединенной двигателестроительной корпорации (ОДК).

Один из пунктов соглашения касается поддержки развития центра аддитивных технологий ОДК в Рыбинске за счет компетенций Корейского центра аддитивных промышленных инноваций (КАМИС).

Центр аддитивных технологий ОДК создан на базе рыбинского НПО «Сатурн». Перспективными разработками с использованием аддитивных технологий занимаются Объединенная авиастроительная корпорация (ОАК), Роскосмос, «Вертолеты России», компания «Технодинамика» и концерн «Радиоэлектронные технологии». Еще один инженеринговый центр аддитивных технологий «Ростеха» создан на базе Всероссийского института легких сплавов (ОАО «ВИЛС») и занимается координацией научно-исследовательских работ и процессов подбора и адаптации решений по использованию технологий 3D-печати.

ПАО «ОДК-Сатурн» проводит испытания опытных образцов деталей полимерных композиционных материалов (ПКМ) в составе российско-французского двигателя SaM146, которым оснащаются авиалайнеры Sukhoi Superjet 100 (SSJ100).

Многокомпонентные композиционные материалы состоят из пластичной основы (матрицы) и армирующих наполнителей, обладающих высокой жесткостью и прочностью. Их сочетание обеспечивает создание новых материалов, а ориентация наполнителя (углеродного волокна) в материале — необходимые прочностные свойства.

В частности, одной из задач является снижение веса двигателя SaM146 и других ГТД, выпускаемых предприятиями ОДК, а также создание научно-технического задела в области внедрения ПКМ. Целевыми показателями при этом являются снижение массы детали на 20–40 % и стоимости изготовления на 10–50 %.

В настоящее время первые опытные образцы, произведенные на «ОДК-Сатурн», проходят комплекс испытаний в составе двигателя SaM146. Разработанные технологии будут внедрены и в другие силовые установки ОДК.

**ПАО «Кузнецов».** Начнет опытную эксплуатацию отечественного 3D-принтера для печати металлами и сплавами в июне этого года. Предприятие планирует выпустить 3D-печатные детали авиационных двигателей.

3D-принтер совмещает разнородные металлы, которые невозможно прочно сварить друг с другом. Тех, которые «вообще не варятся». Возьмем, к примеру, медь и алюминий. Когда пытаются их соединить обычным образом, возникают хрупкие промежуточные фазы и шов «разваливается». А в электромобилях, например в батареях, нужно соединять внутреннюю проводку с клеммами. Это был заказ «Самсунга», и ПАО «Кузнецов» его выполнило. Начнут наши делать электромобиль, тоже заинтересуются. Здесь заложена очень интересная физика, построенная на базовой теории — кинетике гетерогенных химических реакций с диффузией. Режимы сварки подбирали по результатам металлографических исследований. Хитрость состоит в очень кратком пребывании металлов в зоне высоких температур. Буквально мгновения, чтобы диффузия не успела сдвинуть атомы и «слепить» сплошную интерметаллидную прослойку.

Руководство ПАО «Кузнецов» рассчитывает, что аддитивная установка окупит себя в течение семи лет. Промышленная эксплуатация начнется в 2019 г. На предприятии планируется создать отдельный производственный участок для прямого лазерного выращивания компонентов авиационных двигателей. Цех будет производить не менее ста изделий в год с предполагаемой стоимостью продукции в районе 80 млн рублей.

**ФГУП «ВИАМ».** Малоразмерный газотурбинный двигатель был изготовлен полностью на базе аддитивного производства ВИАМ по новой технологии послойного лазерного сплавления с использованием металлопорошковых композиций жаропрочного и алюминиевого сплавов, которые также созданы специалистами института. Эта технология позволяет получить деталь в 30 раз быстрее, чем традиционными способами.

Благодаря применению аддитивных технологий удалось напечатать детали двигателя с уникальными параметрами. Например, толщина стенки камеры сгорания этого двигателя составляет 0,3 мм. Таких параметров можно достичь, только используя 3D-печать. Испытания малоразмерного двигателя проводились в ВИАМ на специально разработанном демонстрационном стенде.

Первый успешный опыт внедрения аддитивных технологий в ВИАМ был осуществлен в 2015 г. Тогда впервые в нашей стране специалисты института изготовили завихритель фронтального устройства камеры сгорания перспективного двигателя ПД-14. В настоящее время напечатано более 200 завихрителей.

В ВИАМ смогли изготовить завихритель фронтального устройства камеры сгорания, которая в полном объеме отвечает требованиям конструкторской документации. Авиационная деталь уже внесена в конструкторскую документацию и пошла в производство. Цикл изготовления таких завихрителей в среднем в 10 раз меньше, чем по технологии литья по выплавляемым моделям.

Коллектив ВИАМ внес большой вклад в создание материалов нового поколения и технологий для ПД-14. В частности, было разработано 20 новых материалов и доработано более 50 марок материалов, организован выпуск полуфабрикатов этих материалов на металлургических заводах, а также выпущена вся необходимая нормативная техническая документация для производства деталей ПД-14.

АО «ОДК-Климов». Специалисты Томского государственного университета (ТГУ) создали первый в России 3D-принтер для монолитной керамики. В 2017 г. по заказу АО «ОДК-Климов» они намерены напечатать образцы деталей вертолетных двигателей нового поколения. Ученые совместно с инженерами томской компании «ИнТех-М» собрали опытно-промышленный образец первого в России 3D-принтера для печати монолитной керамики. Сейчас они работают над запуском устройства в производство. Также уже получен первый заказ на печать деталей вертолетных двигателей.

Элементы, которые печатают на этом принтере, сверхпрочные, и они востребованы в аэрокосмической отрасли, химической и нефтегазовой промышленности. В частности, из такой керамики можно изготавливать корпуса микросхем для спутников, в которых, по словам ректора ТГУ, заинтересовано предприятие «Роскосмос» — НПП «Полус». Еще одним заказчиком выступает АО «ОДК-Климов». Компания создает для вертолетов газотурбинную установку нового образца и нуждается в деталях для двигателей.

Для повышения КПД газотурбинной установки необходимо увеличить рабочую температуру в горячей зоне до 1 500 °С. Ни один металл в этом диапазоне температур и в химически агрессивной среде не работает. В связи с этим конструкторы ищут новые материалы и новые способы изготовления изделий из них.

Керамика, напечатанная на 3D-принтере, по свойствам превосходит высоколегированные стали, цветные металлы и твердые сплавы. Ранее простого способа получения качественных изделий сверхсложной формы из нее не существовало. Томским ученым удалось решить эту проблему с помощью аддитивных технологий (послойного синтеза). Параллельно в вузе создали порошок материал, из которого будут изготавливать детали двигателя с помощью лазерного выращивания. Его также представили АО «ОДК-Климов».

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

С начала нулевых годов в двигателестроении пересмотрели возможности применения композитных и полимерных материалов. Раньше композитам уделяли мало внимания, но сейчас уже всем предприятиям в ОДК стало понятно, что будущее двигателестроения за композитами и полимерами. Использование компози-



тов — область наибольшего прогресса в авиации. Именно сюда надо вкладывать средства для получения максимальной отдачи.

Сегодня мы используем решения, с которыми, как мы видим, работают и наши конкуренты. Поэтому важно предвидеть, какой продукт будет востребован через 15 лет. ОДК планирует использовать детали из полимерных композитов в составе российско-французского двигателя SaM146, которые устанавливаются на самолет Sukhoi Superjet 100, а также перспективного двигателя для МС-21 ПД-14. В настоящее время «ОДК-Сатурн» проводит испытания опытных образцов композитных деталей в составе ПД-14.

Аддитивные технологии позволяют применить новый подход по созданию формы, сократить количество деталей и стоимость двигателя. К важным плюсам полимеров и композитов также можно отнести: сокращение времени производства, малозумность, невозможность засечь радаром, низкий вес, возможность в одной детали сделать элементы различной плотности и состава и т. д. АО «ОДК-Климов» уже работает с полимерными материалами в вертолетных двигателях. Важно довести использование композитов и полимеров до 100 % деталей.

В данном направлении корпорация ОДК работает уже более 14 лет. Как показала практика, эти технологии позволяют сократить в два раза количество деталей в ряде узлов газотурбинных двигателей, а также дают возможность применить другой подход мышления к созданию формы, которая позволяет не только уменьшить количество деталей, но и снизить стоимость двигателя. Уже сегодня мы используем данные технологии: в ОДК в год методом аддитивных технологий изготавливается порядка трех тонн деталей.

## Литература

1. Технология изготовления основных деталей газотурбинных двигателей: Электронное учебное пособие / ред. проф. Ф. И. Демина. 2016.
2. Магистерская программа: «Аддитивные технологии»: современное состояние и перспективы / С. А. Филатов.
3. Каримбаев Т. Д., Луппов А. А., Афанасьев Д. В. Рабочие лопатки вентиляторов из углепластика для перспективных двигателей // Двигатель. 2016. № 6. — С. 247.
4. Каримбаев Т. Д., Мыктыбеков Б., Панова И. М. Математические модели нелинейного деформирования однонаправленно армированных композиционных материалов. Труды ЦИАМ. № 1334. — М., 2016. — 160 с.
5. Каримбаев Т. Д., Чернышов А. А. Устройство для удержания оборвавшихся лопаток или их фрагментов в турбореактивном двигателе: Патент РФ № 133879, 2013.
6. Каримбаев Т. Д., Луппов А. А., Афанасьев Д. В., Пальчиков Д. С. О формировании технических требований на полимерный материал перспективной рабочей лопатки вентилятора ТРДД // Двигатель. 2015. № 6 (96). — С. 148.
7. Каримбаев Т. Д., Афанасьев Д. В., Мартовский С. В., Колганов С. П., Деревянных Ю. А., Данышин К. А. Устройство для получения многослойной заготовки слоистых изделий: Патент РФ № 2419541, 27 мая 2016.
8. <http://www.uecrus.com/rus/> — сайт Объединенной двигателестроительной корпорации.

*А. В. Сударев<sup>1</sup>, А. Н. Цуриков<sup>1</sup>, В. Г. Конаков<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> ООО «Научный центр «Керамические двигатели» им. А. М. Бойко  
soudarevboykocenter@westcall.net

<sup>2</sup> ООО «Научно-технический центр «Стекло и керамика»  
glasscer@yandex.ru

## **ВЫСОКОЭКОНОМИЧНЫЕ ЭКОЛОГИЧНЫЕ ЛЕГКИЕ КЕРАМИЧЕСКИЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ВСТРОЕННЫМ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРОМ И АДДИТИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ИХ ПРОИЗВОДСТВА**

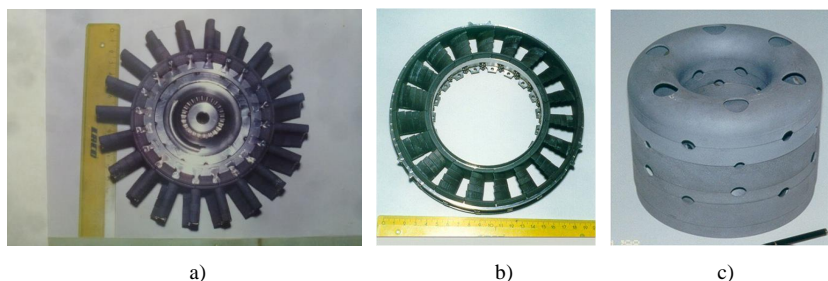
**Аннотация.** Аддитивная технология (АТ) изготовления изделий со сложной геометрией из металлических порошков обладает очевидными преимуществами: производство автоматизировано, чертежи деталей (КАД) — в программе станка; изготовление всего изделия сложной геометрии — одна операция; высокая точность производства — отсутствует доводка изделия. Все основные устройства металлических ГТД требуют уже при рабочих температурах свыше 1000–1100 °С (1273–1373К) непрерывного охлаждения цикловым воздухом, что снижает их экологические и экономические параметры [1–3]. Благодаря своей превосходной тепловой стойкости керамика рассматривается в качестве конструкционного материала, пригодного к применению в газовых турбинах. Устройства керамического ГТД (КГТД) могут поднять это оборудование до более высокого технологического уровня. Для этого необходимо выполнить:

- совершенствование беззудачных конструкционных керамических материалов (ККМ), чтобы отвечать требованиям надежности и технологичности при изготовлении высокотемпературных устройств КГТД;
- проектирование, изготовление и высококачественное надежное приборное оснащение высокотемпературных испытательных стендов (в том числе ресурсных) как для отдельных устройств (компрессор, камера сгорания, электрогенератор, воздухоподогреватель, турбина), так и всего двигателя в целом;
- разработку, изготовление и всесторонние испытания высокотемпературных устройств КГТД;
- АТ-гарантию надежной эксплуатации, экономичности и экологичности неохлаждаемого КГТД с встроенным электрогенератором и уменьшение до 300 раз количества деталей и в 4–5 раз массы и объема двигателя.

Широко используемые в энергетике и машиностроении металлические газотурбинные двигатели (ГТД) при начальных температурах рабочего тела свыше (1000–1100) °С (1273–1373)К не могут обеспечить требуемые при эксплуатации высокие уровни экономичности, экологичности и надежности без непрерывного охлаждения цикловым воздухом. Не улучшает эти параметры и применение АТ, значительно сокращающей сроки и стоимость изготовления ГТД из металлических порошков.

Как и предсказывали ученые [1], за последние 25 лет эффективность металлических ГТД практически не увеличилась. Сейчас, наконец, наступил момент, когда появилась реальная возможность повышения эффективности ГТД за счет применения неохлаждаемых очень легких прочных высокотемпературных ККМ [2–4].

Исследования с целью применения ККМ практически одновременно были начаты в 1988 г. в США, Японии и СССР-России, в соответствии с масштабными правительственными программами создания к 2001–2005 гг. неохлаждаемых экологических КГТД с начальной температурой рабочего тела 1350 °С (1623К) и с КПД до 42–46 % [1; 5; 6].



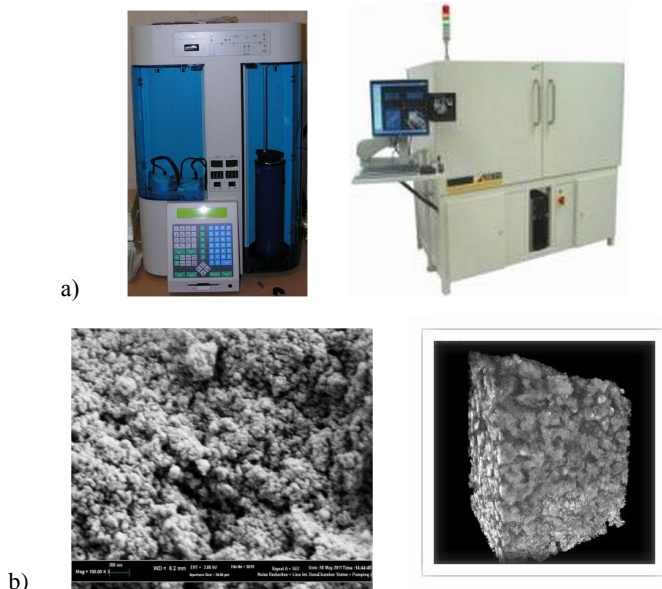
**Рис. 1.** Керамические устройства неохлаждаемых ГТД с температурой рабочего тела до 1350 °С:

а) рабочее колесо, б) сопловой аппарат турбины, в) жаровая труба камеры сгорания [7]

В период с 1995 до 2006 г. целью российского проекта было применение стандартного станочного производства из безсадочных ККМ когенерационных неохлаждаемых лопаточных КГТД мощностью от 150 до 2 500 кВт.

Решение проблемы внедрения АТ керамических изделий в газотурбостроении, полученное по результатам многочисленных отечественных исследований, применение металлокерамических безсадочных порошков системы  $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-BN-SiC}$  обеспечило неизменность свойств жаростойкости и жаропрочности изделий из ККМ при температурах от 0 °С (273К) до (1250–1350) °С (1523–1623)К [8].

К концу 2006 г. для промышленной реализации АТ был сформирован комплекс высококлассного оборудования (рис. 2, а) по производству и проверке свойств металлокерамического порошка с характерной наноструктурой, доокисленной до керамики без изменения геометрии изделий (рис. 2, б).



**Рис. 2.** Новые материаловедческие решения [7]:

- a) исследовательское оборудование; b) металлокерамический порошок; осмотр конечной наноструктуры ККМ сканирующим электронным микроскопом

Основные стадии АТ (рис. 3, а): металлокерамические порошки  $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-BN-SiC}$ , фракция частиц — менее 40 мкм (лазерная седиментография, PCD analysis, Horiba LA 950), максимум по объему — 14 мкм, (помол с механоактивацией в планетарной шаровой мельнице, вакуумный отжиг, дробление повторный помол); алюмотермические реакции под действием лазерного излучения (станок Phenix PM-100 (рис. 3, b) металлокерамические порошки, осушенный аргон, комнатная температура, 100 Вт  $\text{CO}_2$  лазер с фокальным сдвигом 50 %; толщина слоя ~35 мкм); при необходимости — механическая обработка заготовки из кермета, диффузионная сварка, электроэрозионная обработка; металлокерамическая заготовка, окисление на воздухе 1250 °С в течение 100–200 часов; результат — керамическое изделие (состав  $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-BN-SiC}$ ) с изменением линейных размеров  $\leq 0,3$  % и пористостью до 15–20 %; пористость может быть снижена до 4–5 % при использовании химического импрегнирования итогового керамического изделия.



a)



b)

Рис. 3. а) модернизация оборудования для АТ,  
 б) АТ изготовления изделий из ККМ

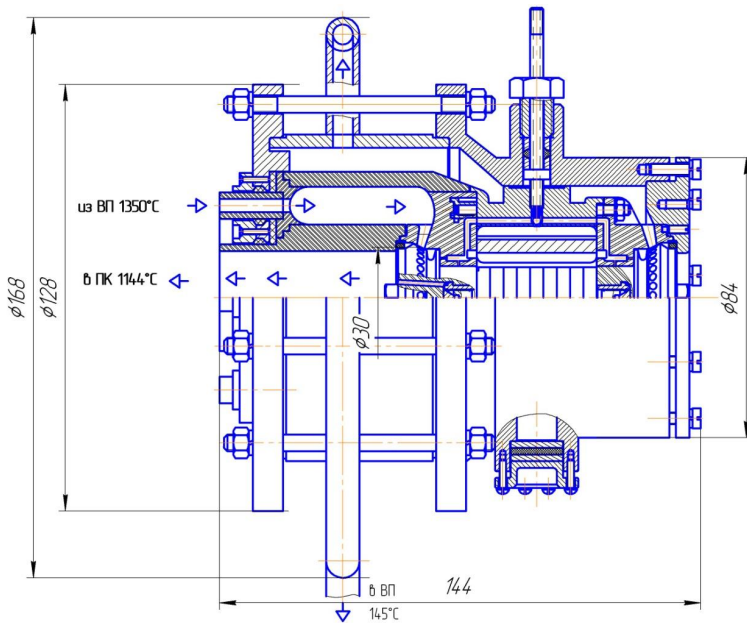


Рис. 4. Конструктивная схема КТД-2

Впервые АТ при этих условиях была реализована в Санкт-Петербурге в 2006–2007 гг. на оборудовании РМ-100 (фирма Phenix Systems, рабочий стол диаметром 100 мм) после кардинальной модернизации (замена лазера с увеличением мощности в 2 раза, замена материалов рабочей зоны, создание автономной системы инертной среды, изменение систем нанесения и удаления порошка и очистки оптического канала, визуализация и контроль рабочего процесса и т. д.), что обеспечило реальные возможности организации производства КГТД с встроенным электрогенератором мощностью от 200 до 2 000 Вт для применения в беспилотниках.

АТ позволили во многих случаях отказаться от сборных конструкций (узлов) и перейти к моноблокам, которые по своей структуре сложнее и эффективнее классических конструкций, но при этом дешевле при изготовлении и более надежны в эксплуатации. На рисунках 5–6 показаны основные устройства ГТД, выполненные методом СЛС АТ.

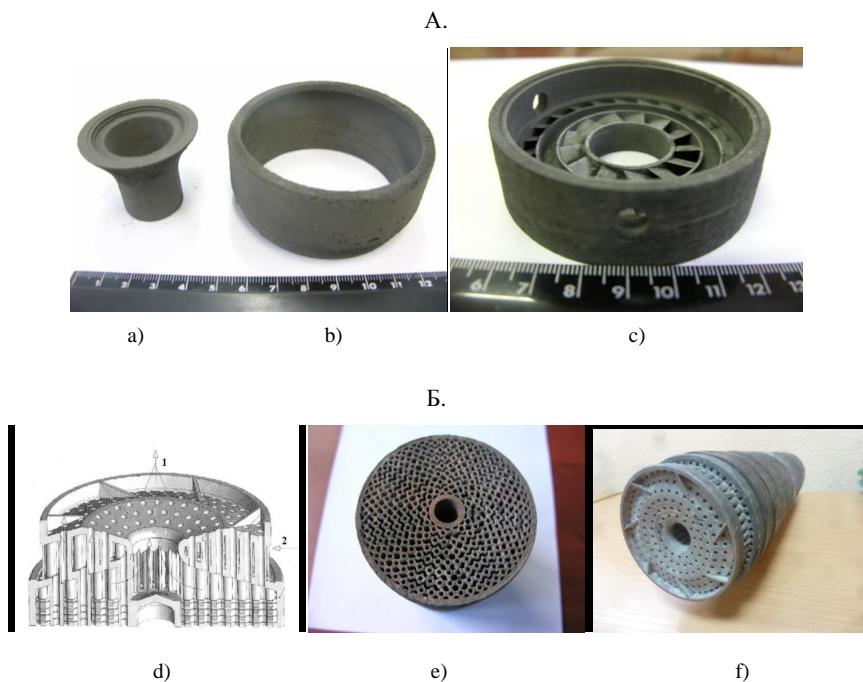
Благодаря своей превосходной тепловой стойкости керамика является тем материалом, который позволяет реализовывать совершенствование ККМ применительно к требованиям надежности и технологичности высокотемпературных устройств КГТД.

Применение ККМ позволяет не только увеличить КПД двигателя в 1,5–2 раза, снижая его массу и объем в 3–5 раз, но и практически устраняя эмиссию токсичных компонентов выхлопа NOx и CO, повышая надежность и устойчивость к внешним воздействующим факторам и многократно снижая стоимость изделия. Реализация технологии «исходные материалы→кермет→ККМ» устраняет такие недостатки, как низкая трещиностойкость, обрабатываемость алмазным инструментом, высокая себестоимость, увеличение до 300 раз количества изготавливаемых изделий с соответствующим повышением затрат на производство, сборку, испытания и ремонт, снижением надежности и времени эксплуатации.



**Рис. 5.**

а) сопловой аппарат, б) рабочее колесо туннельной керамической турбины



**Рис. 6. А.** Керамическая низкоэмиссионная камера сгорания: а) внутренняя жаровая труба, б) наружная жаровая труба; в) фронтное устройство.

Б. Керамический воздухоподогреватель:

д) 3D-модель участка выхода горячего газа 1 и подвода холодного воздуха 2; е) фрагмент керамической матрицы и в) общий вид керамического воздухоподогревателя, прошедшие цикл горячих испытаний без охлаждения при температуре рабочего тела на входе в турбину 1350 °С (1623К).

Безусловно, АТ является основой производства изделий из ККМ, но не единственной составляющей процесса, включающего: создание беззасадочного металллокерамического порошка; изготовление керметовой заготовки (на основе АТ и, при необходимости, с применением используемых для металлических изделий известных способов обработки — диффузионной сварки, электроэрозионной и механической обработки); реализация процесса окисления этой заготовки в печи в воздушной атмосфере при температуре до 1200 °С (1473К) в течение 100–200 часов, в процессе которого керметовая заготовка без изменения размеров превращается в готовое керамическое изделие.

Следует отметить, что за 11-летний период применения разработанной АТ создана бригада специалистов, которая способна изготовить АТ-оборудование для

производства металлических и керамических ГТД любой мощности с отечественным программным обеспечением. В течение 2007–2016 гг. заказчикам из Европы и США (13 контрактов, без раскрытия особенностей проектирования, запатентованных конструкций безопаточных турбомашин, бессмесительных камер сгорания и матричных теплообменников) были изготовлены и успешно испытаны все основные керамические устройства (компрессоры, камеры сгорания, теплообменные аппараты — воздухоподогреватели, газовые турбины, горячие тракты и т. д.), а также полноразмерные керамические высокоэкономичные (КПД ~ 28–29 %), неохлаждаемые «зеленые» ( $\text{NO}_x \leq 0\text{--}6 \text{ мг/нм}^3$ ,  $\text{CO} = 0 \text{ мг/нм}^3$ ) КГТД электрической мощностью 1,5–2 кВт с электрогенераторами, встроенными в турбокомпрессор.

Необходимо подчеркнуть, что (1,5–2 кВт) — предельная мощность КГТД, изготавливаемых на оборудовании РМ-100.

При соответствующем финансировании в течение трех лет могут быть созданы беззасадочные ККМ на основе титана и циркония для надежной работы неохлаждаемых КГТД при начальных температурах рабочего тела соответственно 1400–1450 °С (1673–1723К) и 1550–1600 °С (1823–1873К).

## Литература

1. *Soudarev A. V., Tikhoplav V. Yu.* Research-Engineering Center Ceramic Heat Engines (NIZ KTD) at the Research-Technological Institute for Power Institute for Power Engineering (NITI EM) // ASME PRESS. Edited by Mark van Roode, K. Mattison, Ferber, David W. Richerson. 2002. Vol. 1.
2. *Сударев А. В., Кирилов И. И., Резников А. Г.* Керамика в высокотемпературных ГТУ // Промышленная теплотехника. 1988. Т. 10, № 6. — С. 67–68.
3. *Сударев А. В.* Перспективы создания для стационарной энергетики экологичных керамических газотурбинных двигателей // Известия РАН. Энергетика и транспорт. 1992. Т. 38, № 1. — С. 49–59.
4. *Soudarev A. V., Tikhoplav V. Yu.* Research-Engineering Center Ceramic Heat Engines (NIZ KTD) at the Research-Technological Institute for Power Institute for Power Engineering (NITI EM) // ASME PRESS. Edited by Mark van Roode, K. Mattison, Ferber, David W. Richerson. 2002. Vol. 1. — P. 683–707.
5. *Скибин В. А., Солонин В. И.* Иностраные авиационные двигатели // Выпуск № 14. ЦИАМ. — М.: ЗАО «Пермский моторостроительный комплекс», 2005. — С. 592.
6. *Сударев А. В., Фурсенко С. А.* Экологически чистый керамический привод энергооборудования // Газовая промышленность. 2005. № 9. — С. 32–35.
7. *Сударев А. В., Конаков В. Г.* Аддитивные технологии и газотурбинные двигатели из керамики // РИТМ Машиностроения, 2015. — С. 24–26.
8. *Jussi Timonen, Markko Myllys, Vladimir G. Konakov, Anatoly V. Soudarev, Ivan Yu. Archakov.* Structure of a ceramic material developed by laser prototyping techniques // Rev. Adv. Mater. Sci. 29. 2011. — P. 175–179.
9. *Soudarev Anatoly, Konakov Vladimir, Avran Patrick.* Procédé de fabrication d'une poudre metal-ceramique appropriée pour la fabrication d'une pièce de ceramique dure et procédé de fabrication correspondant. Патент Франции № 3051186 от 17.11.2017.



*М. М. Бакрадзе, к. т. н., А. В. Скугорев, к. т. н., М. В. Бубнов*

ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт  
авиационных материалов» ГНЦ РФ  
omd@viam.ru

## **СОВРЕМЕННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК ДИСКОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ ГИП + ГОРЯЧАЯ ДЕФОРМАЦИЯ**

**Аннотация.** Работа посвящена созданию современной технологии изготовления заготовок дисков газотурбинных двигателей из нового гранулируемого жаропрочного никелевого сплава ВЖ178П методом горячего изостатического прессования (ГИП) и последующей горячей деформации. Предложенные режимы изготовления заготовок позволяют сформировать в деформированном полуфабрикате равномерную ультрамелкозернистую структуру (размер зерна  $\leq 10$  мкм), что обеспечивает после термической обработки получение высокого комплекса механических свойств материала.

### **Введение**

До настоящего времени в Российской Федерации параллельно развивались две принципиально разные технологии получения заготовок дисков турбин газотурбинных двигателей (ГТД) из жаропрочных никелевых сплавов: многостадийная деформация слитка вакуумного дугового переплава и метод горячего изостатического прессования капсул, заполненных гранулами жаропрочного сплава. Эти технологии нашли широкое применение в металлургической промышленности для изготовления дисков турбин и компрессоров высокого давления практически всех отечественных авиационных гражданских и военных газотурбинных двигателей и стационарных установок.

Каждая из технологий имеет ряд преимуществ и недостатков. Сплавы, изготовленные методом многостадийной деформации слитка вакуумного переплава, обладают высоким уровнем прочностных свойств при статическом и циклическом нагружении, обеспечивают длительный ресурс эксплуатации изделия. Однако в этой технологии присутствует наиболее энерго- и металлоемкий этап деформации литого слитка, в процессе которого возможно повышенное трещинообразование из-за высокой ливационной неоднородности литого материала.

Технология прямого горячего изостатического прессования гранул, полученных центробежным распылением вращающегося электрода, является менее трудоемкой, но заготовки дисков, изготовленные этим методом, существенно уступают деформируемому диску по сопротивлению малоциклового усталости — одному из

основных показателей конструкционной прочности, надежности и ресурса деталей ротора ГТД.

За рубежом диски турбин современных авиационных газотурбинных двигателей гражданского назначения преимущественно изготавливают из новых гранулируемых (гранулы изготавливают методом атомизации) никелевых жаропрочных сплавов, таких как N18, Rene88DT, Rene104, RR1000, LSHR и др. с применением изотермической деформации для повышения уровня и стабильности прочностных свойств материала, в том числе сопротивления малоцикловой усталости.

Во ФГУП «ВИАМ» разработана и освоена технология производства заготовок дисков ГТД методом изотермической деформации на воздухе, обеспечивающая по сравнению с серийной технологией увеличение КИМ в 2,0–3,0 раза за счет уменьшения припусков и оптимизации формоизменения по переходам штамповки, сокращение трудоемкости механической обработки деталей на 20–30 % и снижение энергетических затрат за счет сокращения операций технологического процесса [1–3].

Таким образом, основной задачей данной работы являлась реализация преимуществ процесса изотермической деформации на воздухе для повышения физико-механических свойств разработанного в ФГУП «ВИАМ» нового жаропрочного гранулируемого сплава ВЖ178П [4–5]. Работа выполнена в рамках реализации комплексного научного направления 10.2. Изотермическая деформация на воздухе нового поколения гетерофазных труднодеформируемых жаропрочных сплавов. («Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года») [6].

### **Материал и методики исследований**

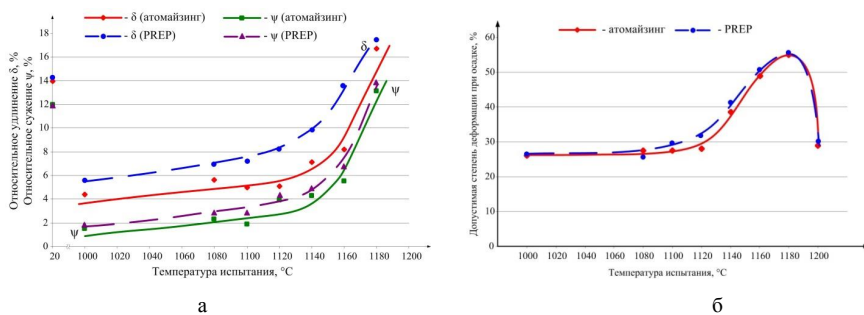
Объектом исследования является новый жаропрочный гранулируемый сплав марки ВЖ178П системы Ni-Co-Cr-W-Al-Mo-Nb-Ti-Ta-Hf. Гранулы из сплава ВЖ178П были получены двумя различными методами: методом газовой атомизации расплава (gas atomizing (GA)) и методом центробежного распыления электрода (PREP). Гранулы GA крупностью менее 100 мкм были получены в условиях ФГУП «ВИАМ» на установке Hermiga 10/100 VI. Гранулы PREP аналогичной крупностью были получены на промышленных установках ПАО «СМК». Гранулы были засыпаны в стальные капсулы, которые после дегазации и герметизации были подвергнуты горячему изостатическому прессованию с использованием лабораторного газостата ASEA Quintus 16. Горячую деформацию компактированных заготовок после ГИП проводили на специализированном прессе ПА2642 усилием 1600 тс для изотермической штамповки на воздухе. Из компактированных заготовок были изготовлены модельные заготовки дисков (шайбы) диаметром 300–320 мм для исследования структуры и физико-механических свойств материала после горячей деформации.

## Результаты и обсуждение

Выбор температуры горячего изостатического прессования гранул проводили по результатам анализа структуры компактированной заготовки. Исследования проводили на малогабаритных капсулах, обработанных при различных температурах относительно температуры полного растворения  $\gamma'$ -фазы, определенной на литом материале. Исследования проводили на гранулах, полученных методом газовой атомизации расплава (GA). В результате прямых экспериментов была выбрана температура ГИП, обеспечивающая получение мелкозернистой структуры компактированной заготовки без наследственных границ гранул.

В промышленных условиях ПАО «СМК» были изготовлены капсулы диаметром 142 мм и высотой 222 мм. В изготовленные капсулы были засыпаны гранулы сплава ВЖ178П, полученные методами GA и PREP, капсулы были дегазированы и герметизированы. Герметизированные капсулы в условиях ФГУП «ВИАМ» были подвергнуты горячему изостатическому прессованию по оптимальному температурному режиму. Размеры компактированной заготовки после ГИП составляли: диаметр  $140 \pm 2$  мм, высота  $200 \pm 3$  мм.

Для определения температуры деформации, обеспечивающей необходимую технологическую пластичность компактированной заготовки, были проведены исследования технологической пластичности при различных температурах в условиях деформации растяжением и сжатием (при осадке цилиндрического образца). На рисунке 1 представлены кривые зависимости характеристик пластичности при растяжении (рис. 1а) и сжатии (осадке) (рис. 1б) от температуры деформации.



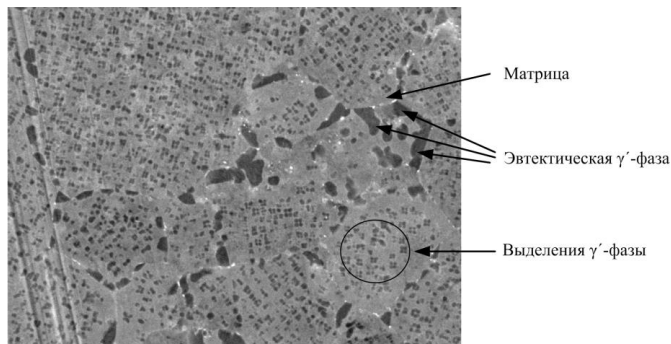
**Рис. 1.** Технологическая пластичность сплава ВЖ178П при растяжении (а) и осадке (б)

Полученные данные о технологической пластичности сплава ВЖ178П показывают, что данный материал является труднодеформируемым — максимально допустимая степень деформации при осадке цилиндрических образцов не превышает 55 %, максимальное значение относительного удлинения ( $\delta$ ) образцов после

высоких температур 17,5 %. Значительный рост показателей технологической пластичности начинается при температуре 1120 °С. Кроме того, отмечено, что технологическая пластичность при растяжении для компактированной заготовки из гранул, полученных методом PREP, заметно выше, чем для заготовок из гранул GA, однако при сжатии данные показатели сопоставимы для заготовок из гранул GA и PREP, что позволяет назначить общий температурный режим штамповки заготовок.

Для определения температуры деформации также проводили анализ структуры и фазового состава компактированных заготовок после ГИП и контрольных закалок от температур, соответствующих температурному интервалу деформации 1000–1180 °С.

Фазовый состав материала типичен для никелевых жаропрочных сплавов. Он включает в себя:  $\gamma'$ -фазу, фазы, обогащенные молибденом и вольфрамом (рис. 2).

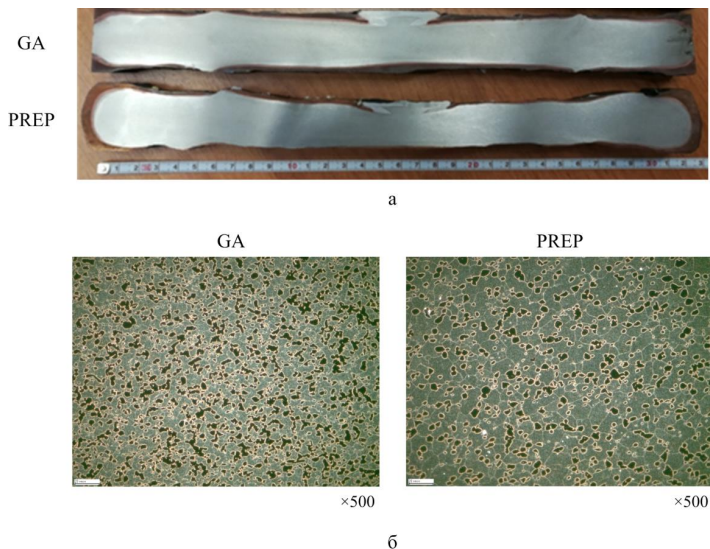


**Рис. 2.** Структура сплава ВЖ178П после ГИП

По результатам проведенного анализа было установлено, что микроструктура материала после всех контрольных закалок представляет собой твердый раствор на основе никеля с выделениями  $\gamma'$ -фазы размером около 0,3 мкм. По границам зерен (размер зерен  $\gamma'$ -фазы от 25 до 35 мкм) располагаются крупные выделения  $\gamma'$ -фазы с размерами частиц до 3 мкм. Также границы зерен обогащены карбидными фазами, содержащими хром, вольфрам и молибден. В отдельных местах наблюдаются мелкие включения, содержащие редкоземельные металлы. Максимальное количество упрочняющей  $\gamma'$ -фазы  $\approx$  52 %. На основании проведенных исследований была выбрана температура деформации, обеспечивающая получение в деформированном состоянии мелкозернистой структуры сплава ВЖ178П.

Деформацию компактированных заготовок проводили на прессе ПА2642 за четыре перехода. Штамповый инструмент прессы — плоские бойки — был нагрет до температуры, сопоставимой с температурой деформации заготовки. На первом

переходе деформации исходную заготовку упаковывали в теплоизоляционный пакет. В результате были получены модельные заготовки диска (шайбы) диаметром  $320 \pm 5$  мм и высотой  $\approx 40$  мм. После деформации шайбы разрезали на образцы для исследования макроструктуры (диаметральный темлет) и микроструктуры. На рисунке 3 представлена макро- и микроструктура модельных заготовок после деформации.



**Рис. 3.** Макро- (а) и микроструктура (б) модельной штампованной заготовки из гранул GA и PREP после деформации

Определение величины зерна материала модельных заготовок дисков (шайб диаметром до 300 мм) проводили при увеличении  $\times 500$  в режиме темного поля методом секущих. Съемку изображений вели при помощи цифровой камеры, подготовку изображений к количественному анализу и их математическую обработку выполняли при помощи компьютерной программы Image Expert Pro 3x. Микрошлифы были вырезаны из различных зон: середины и половины радиуса модельных заготовок дисков, как наиболее застойные зоны при деформации. Полученные результаты исследований показывают, что величина зерна имеет одинаковые значения для различных зон заготовок и составляет 7–10 мкм. Таким образом, предложенная технология получения заготовок дисков ГТД из нового жаропрочного гранулируемого сплава ВЖ178П позволяет получить в заготовках мелкозернистую структуру с размером зерна  $\leq 10$  мкм.

Получение мелкозернистой структуры позволяет по средствам термической обработки по специально подобранному режиму получить высокие физико-механические свойства сплава ВЖ178П. Выбор режима термической обработки проводился с применением различных подходов, характерных для деформируемых и гранулируемых сплавов. Проведенные экспериментальные исследования показали, что режим термической обработки характерный для деформируемых жаропрочных сплавов позволяет получить более высокие значения физико-механических свойств сплава. Образцы для проведения механических испытаний были вырезаны как в радиальном, так и в хордовом (тангенциальном) направлении заготовки. В таблице 1 приведены значения физико-механических свойств сплава ВЖ178П, полученного методами GA и PREP по технологии ГИП + горячая деформация после упрочняющей термической обработки по оптимальному режиму.

Полученные результаты показывают, что заготовка из гранул GA сплава ВЖ178П имеет пониженные значения механических свойств при комнатной температуре по сравнению с заготовкой из гранул PREP. Для определения причин данного обстоятельства требуется проведение дополнительных исследований.

Т а б л и ц а 1

**Физико-механические свойства сплава ВЖ178П после термической обработки**

Метод распыления	Механические свойства при комнатной и повышенной температуре в зависимости от сечения заготовки							
	$\sigma_{\text{в}}^{20}$ , МПа		$\sigma_{\text{в}}^{650}$ , МПа		КСУ <sup>20</sup> , Дж/см <sup>2</sup>		$\sigma_{100}^{650}$ , МПа	
	рад. напр.	хорд. напр.	рад. напр.	хорд. напр.	рад. напр.	хорд. напр.	рад. напр.	хорд. напр.
GA	1510	1420	1550	1570	17,1	12,9	1120	1120
PREP	1680	1610	1550	1570	30,7	>31,2	1120	1120

Получение однородной макро- и микроструктуры в заготовках дисков ГТД методом гранульной металлургии позволяет получить минимальное значение анизотропии механических свойств заготовки. Механические свойства модельной заготовки из сплава ВЖ178П (PREP), полученной методом ГИП + горячая деформация, на 5–9 % превышают свойства сплавов аналогичного назначения — деформируемого сплава ВЖ175 (РФ) и гранулируемого сплава Rene88DT (США).

**Выводы**

Разработана современная технология получения заготовок дисков турбины ГТД из нового гранулируемого сплава ВЖ178П методом ГИП + горячая деформация. Использование данного материала и технологии позволяет получить диски ГТД с равномерными по сечению физико-механическими свойствами, значительно

превышающими аналогичные показатели для отечественных и зарубежных аналогов. Полученные результаты можно использовать для освоения технологии в промышленном производстве для изготовления опытных и опытно-промышленных партий, проведения необходимого комплекса испытаний, в том числе в составе двигателя.

### Литература

1. *Каблов Е. Н., Оспенникова О. Г., Ломберг Б. С.* Комплексная инновационная технология изотермической штамповки на воздухе в режиме сверхпластичности дисков из супержаропрочных сплавов // *Авиационные материалы и технологии.* 2012. № 5. — С. 129–141.
2. *Пономаренко Д. А., Моисеев Н. В., Скузоров А. В.* Производство дисков ГТД из жаропрочных сплавов на изотермических прессах // *Авиационные материалы и технологии.* 2013. № 1. — С. 13–16.
3. *Пономаренко Д. А., Моисеев Н. В., Скузоров А. В.* Эффективная технология изготовления дисков ГТД из жаропрочных никелевых сплавов // *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением.* 2013. № 10. — С. 13–17.
4. *Буякина А. А., Князев А. Е., Волков А. М., Куко И. С.* Исследование параметров газовой атомизации жаропрочного никелевого сплава для дисков газотурбинных двигателей // *Заготовительные производства в машиностроении.* 2017. Т. 15, № 9. — С. 420–425.
5. *Бакрадзе М. М., Волков А. М., Шестакова А. А., Летников М. Н., Бубнов М. В.* Особенности изменения размера зерен в гранулируемом жаропрочном никелевом сплаве, произведенном по различным технологиям // *Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн.* 2018. № 2. Ст. 01 [Электронный ресурс]. URL: <http://www.viam-works.ru>. DOI: 10.18577/2307-6046-2018-0-2-1-1.
6. *Каблов Е. Н.* Инновационные разработки ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ по реализации «Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года» // *Авиационные материалы и технологии.* 2015. № 1 (34). — С. 3–33.

*Н. О. Стрижевская<sup>1</sup>, А. С. Персидский<sup>1</sup>, Р. Г. Тазетдинов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> ММП им. В. В. Чернышева, <sup>2</sup> Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет МАИ), Москва  
[snoydido@mail.ru](mailto:snoydido@mail.ru)

## **РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ИННОВАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ДУГОВОЙ СВАРКИ С ПОПЕРЕМЕННО-ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧЕЙ РАЗНЫХ ЗАЩИТНЫХ ГАЗОВ ДЛЯ СВАРКИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ**

**Аннотация.** В настоящей работе описаны результаты по использованию инновационной технологии сварки, которую выполнили на образцах и серийных деталях из титановых сплавов малой толщины  $\delta = 0,8\text{--}4$  мм. Экспериментально было доказано, что при использовании специально разработанных приборов — газораспределителей, которые позволили с заданной частотой подавать защитные газы в зону дуги, что обеспечило получение мелкозернистого строения шва, более широкой зоны сплавления и, соответственно, большей пластичности соединений без потери их прочности и увеличения скорости сварки. Это подтвердило ранее разработанную теорию об эффективном механическом и тепловом воздействиях дуги на сварочную ванну при попеременно-импульсной подаче разных защитных газов.

Результаты исследований позволили разработать инновационную технологию сварки и применить ее для производства изделий из титановых сплавов.

**Ключевые слова:** инновационная сварка; газораспределитель; аргон; гелий; титановые сплавы; механические свойства; контроль.

На предприятии АО «ММП им. В. В. Чернышева» и других аналогичных профильных предприятиях выполняется большой объем сварки титановых сплавов. Автоматическая сварка проводится традиционным способом в стапелях с подачей аргона (Аг) в горелку и на корень шва.

В некоторых случаях вместо Аг используется гелий (Не).

Эти традиционные способы дуговой сварки имеют свои преимущества и недостатки.

Известно, что гелиодуговая сварка (ГДС) дает более глубокое проплавление, чем аргонодуговая сварка (АДС), что обусловлено более высоким потенциалом ионизации, теплопроводности и другими физико-химическими свойствами Не по сравнению с Аг.

Например, Не имеет потенциал ионизации ( $U_i$ ) намного больший, чем Аг (24,5 В и 15,7 В соответственно). По плотности Не в 10 раз легче, чем Аг ( $\sim 0,17 \cdot 10^{-3}$  кг/м<sup>3</sup> и  $\sim 1,7 \cdot 10^{-3}$  кг/м<sup>3</sup>). Размеры атомов Не меньше, чем Аг ( $\sim 0,029$  Нм и  $\sim 0,07$  Нм).



Однако при ГДС более высока вероятность образования внешних дефектов (например, подрезов) [1–7].

АДС, по сравнению с ГДС, обеспечивает более качественное формирование поверхности сварных соединений, но процесс при этом менее производителен [1–7].

Следует подчеркнуть, что температура плазмы столба дуги гелиевых импульсов на несколько тысяч К больше, по сравнению с аргоновыми. Оценка произведена по формуле

$$T_{nz} = 800U_i \cdot [10]$$

При использовании указанных традиционных способов дуговой сварки не исключается также возможность возникновения внутренних дефектов, например, пор и оксидных включений.

В ракетно-космической отрасли был разработан принципиально новый способ подачи защитных газов при сварке различных алюминиевых сплавов, т. е. был отработан процесс с импульсной попеременной подачей в горелку двух газов: Ar и He.

Применение этой технологии позволило повысить механические свойства сварных соединений из алюминиевых сплавов [1–9]. Для сварки титановых сплавов данная технология еще не применялась, однако для этого нет никаких принципиальных препятствий. Поэтому, опираясь на ранее разработанную теорию об эффективном механическом и тепловом воздействии дуги на сварочную ванну при попеременно-импульсной подаче разных защитных газов [7], для получения высококачественных сварных изделий с повышенными механическими свойствами (особенно с высокой пластичностью) и процесса с высокой производительностью было принято решение описанный способ подачи защитных газов применить при сварке титановых сплавов, впервые в мировом сварочном производстве.

Инновационный способ сварки осуществляли с применением специально для этого разработанных приборов — газораспределителей, переключающих дугу с Ar на He и обратно. Для сравнения, параллельно такие же образцы и изделия сваривались традиционной АДС. Работа проводилась в два этапа: на опытном, а затем и на промышленном приборах.

### **Первый этап**

Работа проводилась с применением опытного газораспределителя. Образцы из титановых сплавов (ОТ4-1, ВТ20, ОТ4-0) в виде пластин, вырезанных из одного и того же листа, сваривались неплавящимся электродом на постоянном токе прямой полярности, с присадкой — проволока ВТ1-1 (сплав ВТ20) и без присадки (сплав ОТ4-1).

Параметры режима сварки двумя способами приведены в таблице 1. Длительность периода в инновационном способе ~ 1 с, а импульса ~ 0,5 с. Для обеспечения максимальной проплавливающей способности при традиционном способе сварки была использована погруженная дуга.

Таблица 1

### Параметры режимов сварки

Параметры режима сварки	ВТ20, $\delta = 2$ мм		ОТ4-1, $\delta = 4$ мм	
	Способ сварки			
	Традиционный (АДС)	Инновационный	Традиционный (АДС)	Инновационный
Ток сварки, А	135	135	200 <sup>+10</sup>	170 <sup>+10</sup>
Длина дуги, мм	3	3	0	3; 1
Скорость сварки, м/с (м/ч)	4,7·10 <sup>-3</sup> (19)	7,5·10 <sup>-3</sup> (27)	5,0·10 <sup>-3</sup> (18)	5,5·10 <sup>-3</sup> (20)

Определялись механические свойства полученных сварных образцов (испытания на изгиб и микротвердость) и проводились их металлографические исследования (макро- и микроструктура).

Результаты механических испытаний приведены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2

### Механические свойства полученных образцов

Параметры сравнения	ВТ20, $\delta = 2$ мм		ОТ4-1, $\delta = 4$ мм	
	Способ сварки			
	Традиционный (АДС)	Инновационный	Традиционный (АДС)	Инновационный
Угол загиба плоских сварных образцов, град	82	96	39	43

Таблица 3

### Значения замеров микротвердости ( $H_{v0,05}$ , МПа)

Сплав	Способ сварки					
	Традиционный (АДС)			Инновационный		
	Основной материал	ОШЗ	Центр сварного шва	Основной материал	ОШЗ	Центр сварного шва
ВТ20	3 170	2 770	2 450	3 170	3 230	3 170
ОТ4-0	3 970	3 670	3 540	3 970	3 540	3 540
ОТ4-1	3 920	4 650	4 890	3 870	3 870	3 870

Примечание. ОШЗ — околосварочная зона.

При сварке образцов из титанового сплава BT20 с использованием инновационного способа скорость сварки увеличилась на 10–15 % с одновременным повышением угла загиба на 14–17 %, а прочность соединений, выполненных указанными способами, оставалась одинаковой.

Инновационная сварка образцов из титанового сплава OT4-1 обеспечила увеличение скорости сварки и угла загиба ~ на 10 %.

По сравнению с инновационным способом сварки результаты замеров микротвердости соединений, полученных традиционным способом сварки, показали больший разброс значений, что, вероятно, связано с некоторым несовершенством структуры исходных титановых сплавов.

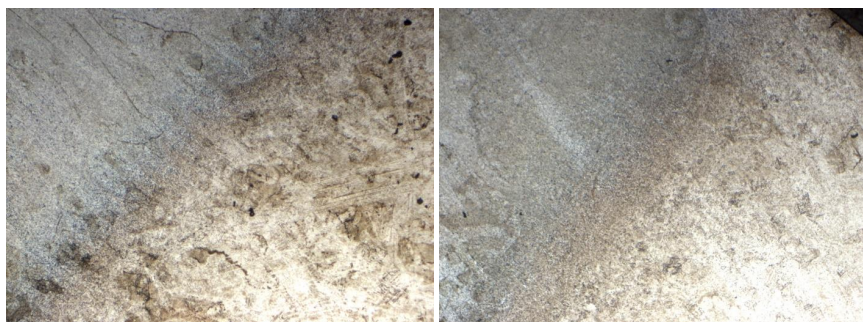
Визуальный контроль и измерения показали, что геометрические параметры сварных швов на образцах из титановых сплавов BT20, OT4-0 и OT4-1 после выполнения традиционной и инновационной сварки и отработки режимов оставались практически одинаковыми.

Металлографические исследования сварных швов и зон термического влияния соединений показали, что при инновационном способе сварки формируется более благоприятная по морфологии зерен структура по сравнению со структурой, полученной при традиционной дуговой сварке с использованием одного только аргона (рис. 1).



**Рис. 1.** Микроструктура центра шва соединений титанового сплава OT4-1,  $\times 50$ :  
а — традиционный способ сварки; б — инновационный способ сварки

Особенно это заметно на микрошлифах в околошовных зонах титановых сплавов, в частности, по границам с лицевой стороны сварных швов, где происходит воздействие на металл потоков инертных газов: непрерывных аргоновых при традиционной сварке и попеременно-импульсных аргоногелиевых при инновационной сварке (рис. 2).



а

б

**Рис. 2.** Микроструктура околошовной зоны соединений титанового сплава BT20, х50:

а — традиционный способ сварки; б — инновационный способ сварки

Таким образом, благодаря чередующимся тепловому и механическому воздействиям управляемых аргоновых и гелиевых импульсов на жидкий и кристаллизирующийся металл при инновационном способе сварки структура шва и участков сплавления получена более равноосной и мелкозернистой по сравнению с традиционным способом сварки, что обеспечивает более высокую пластичность сварных соединений, полученных первым способом.

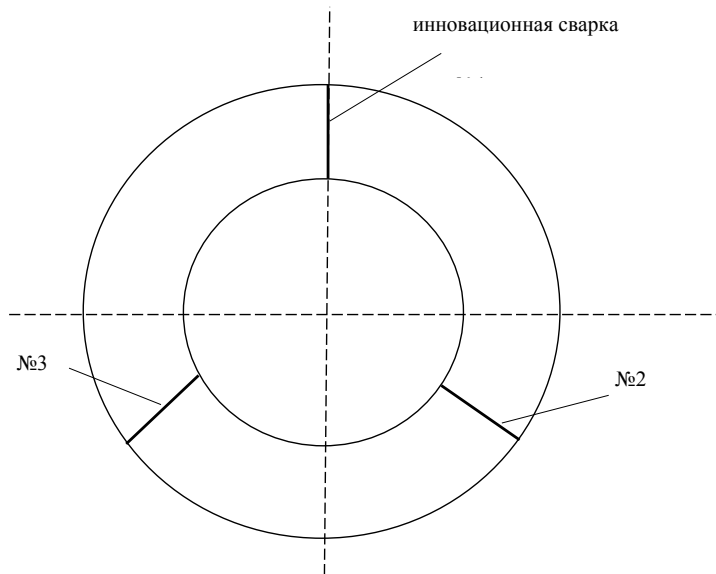
### **Второй этап**

По результатам предыдущей части работы были сделаны выводы об эффективности использования инновационного способа сварки. На этом этапе велась отработка технологии на серийных деталях с помощью промышленного газораспределителя.

При традиционном и инновационном способах сварки все детали из титановых сплавов подвергались в дальнейшем высокой пластической деформации — формовке, с различной степенью загиба по местам сварных соединений.

В результате все детали, полученные инновационным способом сварки, успешно прошли формовку. А при традиционном способе сварки ~20 % деталей подвергались дополнительной подварке, некоторая часть которых в дальнейшем отбраковывалась.

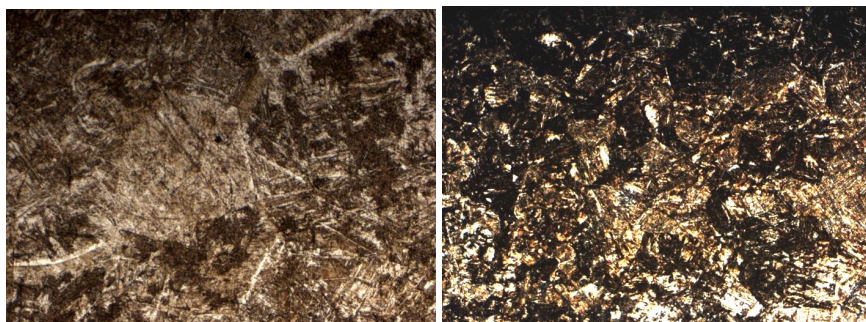
Также были изготовлены круговые детали, получаемые сваркой трех секторов, вырезанных из листового материала (рис. 3). Раньше такая деталь вырезалась из цельного листа, что вело к большим потерям при раскрое дорогостоящего материала.



**Рис. 3.** Схема сварной детали из трех секций

В результате использование инновационного способа сварки позволило сократить потери листового материала при изготовлении указанной детали ~ в 2 раза. Вся партия данной детали прошла формовку без замечаний. В сварных соединениях отсутствовали внешние и внутренние дефекты, что подтверждено визуальным осмотром, рентгеновским контролем и ЛЮМ-контролем.

При сравнении полученных результатов традиционного способа сварки, опытного и промышленного приборов, было отмечено, что микроструктура сварных соединений, полученная с применением промышленного прибора, более мелкозернистая, переход от основного материала к сварному шву более плавный (рис. 4 и 5). Сравнение эффективности приборов проводилось опосредованно, т. е. традиционный способ сварки — опытный прибор (рис. 1 и 2) и традиционный способ сварки — промышленный прибор (рис. 4 и 5).

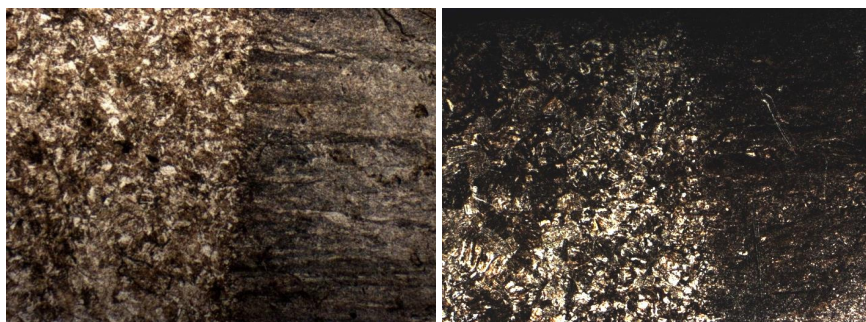


а

б

**Рис. 4.** Микроструктура центра шва соединения из титанового сплава OT4-0 после травления, х50:

а — традиционный способ сварки; б — инновационный способ сварки



а

б

**Рис. 5.** Микроструктура околошовной зоны соединений из титанового сплава OT4-0 после травления, х50:

а — традиционный способ сварки; б — инновационный способ сварки

Таким образом, основываясь на проделанной ранее работе [7], можно сделать вывод о том, что инновационный способ сварки благодаря более эффективному механическому и тепловому воздействиям дуги на сварочную ванну позволяет получить сварные соединения из титановых сплавов с более высокими механическими свойствами, благоприятной морфологической макро- и микроструктурой при большей скорости сварки, чем при традиционном аргонодуговом способе.

Разработан и изготовлен вариант прибора — промышленный газораспределитель. Эффективность модифицированного промышленного газораспределителя находится на том же высоком уровне, что и у опытного прибора, но первый обеспечивает более высокую надежность процесса и комфортность работы.

Результатом работы стали разработанные опытные инновационные технологии сварки различных титановых сплавов. Получены две партии качественных (по различным методам контроля) сварных и отформованных деталей, которые использованы для дальнейшего производства.

## Литература

1. *Новиков О. М., Островский О. Е., Щербаков О. Б.* Технология импульсно-дуговой сварки плавящимся электродом конструкций из алюминиевых сплавов: сборник «Новые наукоемкие технологии в технике». Глава «Сварка, оборудование, технология». П. 3. Т. 4. — М.: МЦ «Аспект», 1994. — С. 56–58.
2. *Новиков О. М., Гудков А. В., Островский О. Е., Щербаков О. Б.* Дуговая сварка с импульсной подачей защитных газов // Сварочное производство. М., 1994. № 11. — С. 10–12.
3. *Новиков О. М., Никоноров Н. И., Андрушенко А. З., Барабохин Н. С.* Новая технология сварки неплавящимся электродом с попеременной подачей защитных газов // Экономика и производство. М., 1999. № 5/6. — С. 72–75.
4. *Новиков О. М., Персидский А. С., Радько Э. П., Тазетдинов Р. Г., Кван Д. Ю.* Создание бездефектных процессов сварки путем совершенствования ее технологии // Сварщик-профессионал. М., 2006. № 1. — С. 11–13.
5. *Новиков О. М., Персидский А. С., Радько Э. П., Барановский А. В., Хасянов Б. А.* Влияние переменного состава защитной газовой среды на свойства сварных соединений из алюминиевых сплавов при дуговой сварке // Сварочное производство. М., 2010. № 11. — С. 10–14.
6. *Тазетдинов Р. Г., Новиков О. М., Персидский А. С.* Дуговая сварка в защитных газах с попеременной импульсной подачей разнородных газов // Сварочное производство. М., 2012. № 1. — С. 38–42.
7. *Тазетдинов Р. Г., Фетисов Г. П., Новиков О. М., Персидский А. С., Хасянов Б. А.* Особенности механического и теплового воздействия дуги на сварочную ванну при дуговой сварке с попеременно-импульсной подачей разных защитных газов // Технология металлов. М., 2015. № 7. — С. 16–23.
8. *Новиков О. М., Персидский А. С., Радько Э. П., Хасянов Б. А., Самохин И. А., Тазетдинов Р. Г.* Прецизионная дуговая сварка сосудов высокого давления с попеременно-импульсной подачей разных защитных газов // Сварочное производство. М., 2012. № 12. — С. 29–32.
9. *Кудряшов О. Н., Новиков О. М., Алексеев И. В., Барабохин Н. С., Сабанцев А. Н., Капранов В. А., Кудряшов Н. О., Корявихин Е. Н.* Сварка конструкций летательных аппаратов из алюминиевых сплавов больших толщин // Сварочное производство. М., 2001. № 12. — С. 31–33.
10. *Петров А. В.* Сварка в защитных газах: справочник «Сварка в машиностроении». Т. 1. — М.: Машиностроение, 1978. — С. 198, с. 502.

*О. А. Быценко<sup>1</sup>, В. А. Панов<sup>1</sup>, Е. А. Тихомирова<sup>2</sup>, А. А. Живушкин<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>АО «ММП имени В. В. Чернышева», Москва

<sup>2</sup>АО «Климов-ОДК», Санкт-Петербург

## **РОЛЬ КОМПЛЕКСНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В АНАЛИЗЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЛОПАТОК ТВД С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ АНАЛИТИЧЕСКОЙ МИКРОСКОПИИ**

**Аннотация.** С использованием металлофизических методов исследования, таких как оптическая и растровая электронная микроскопия, и новых методических подходов пробоподготовки образцов для исследования был проведен анализ механизма разрушения и выявления его причин. Установлено, что разрушение было инициировано форсированными режимами работы двигателя, которые усиливают воздействие на структуру материала лопаток и жаростойких покрытий. Показано, что комплексное исследование изломов и микроструктуры материала позволяет получить полноценные данные о характере разрушения и его причинах.

**Ключевые слова:** микроструктура; никелевый жаропрочный сплав; жаростойкое защитное покрытие; газодиффузионное покрытие; долговечность лопатки.

### **Введение**

В связи с нарастающей необходимостью разработки новейших конструкций авиационных двигателей основной тенденцией современного авиадвигателестроения было и остается увеличение температуры газа перед турбиной, что в свою очередь приводит к усложнению конструкции наиболее ответственного элемента турбины высокого давления — к усложнению конструкции рабочих лопаток [1; 2].

Повышение ресурса и эксплуатационных характеристик лопаток горячей части двигателя сопровождается интенсификацией процесса повреждения рабочих лопаток под действием статических и вибрационных нагрузок, высоких температур, которые могут быть вызваны как действием силовых факторов и термических напряжений, так и коррозионно-эрозионным воздействием газового потока [3; 4].

Известно, что долговечность лопаток ТВД определяется термической стабильностью структуры сплава, а ее деградация и изменение состояния жаростойкого покрытия усиливается при форсированных режимах работы двигателя. Это в свою очередь может, как правило, привести к развитию тремоусталостной трещины на входной или выходной кромках лопаток, что в конечном итоге может инициировать не только разрушение одной лопатки, но и привести к аварии самолета [5].



Следует заметить, что изучение изломов конструкционных материалов является основополагающим этапом для диагностики характера повреждаемости ответственных деталей ГТД [6]. При этом строение поверхности разрушения зависит от ряда факторов: величины и уровня приложенной нагрузки, свойств материала, температуры и агрессивности окружающей среды [3; 4]. При этом анализу микроструктуры материала при исследовании разрушений отводится втростепенная роль и чаще всего служит для подтверждения соблюдения технологической дисциплины при изготовлении детали. Наряду с этим, в связи с недостаточной оснащенностью лабораторий ряда предприятий и недостатком или отсутствием высококвалифицированных специалистов в части фрактографии, результаты исследования излома могут носить противоречивый характер при идентификации причин разрушения деталей узлов или аварии двигателя. Поэтому целью данной работы явилась демонстрация накопленного опыта и необходимости проведения комплексных исследований при анализе эксплуатационных разрушений лопаток ТВД, а также их показательность и результативность для объективной оценки причин разрушения, а также понимания этапности его развития.

### **Материалы и методики исследования**

В качестве объектов исследования была использована разрушенная рабочая лопатка ТВД из жаропрочного никелевого сплава ЖС32 с ионно-плазменным конденсированным многокомпонентным покрытием после эксплуатации.

Исследования изломов и микроструктуры были проведены с использованием следующих методов:

- фрактографического анализа изломов с помощью лупы  $\times 4$  крат, бинокулярного микроскопа при увеличениях до от  $\times 4$  до  $\times 10$  крат;
- оптической микроскопии с помощью микроскопа Axovert 40, в диапазоне увеличений от 50 до 500 крат для исследования микроструктуры основного материала и жаростойких покрытий лопатки;
- растровой электронной микроскопии (РЭМ) при исследовании как поверхности разрушения лопатки, так и при исследовании микроструктуры основного материала и жаростойких покрытий. Данный метод исследования осуществлялся с помощью растрового электронного микроскопа TESCAN 5130 LM VEGA при увеличении в диапазоне от 2 000 до 10 000 крат энергодисперсионным рентгеновским микроанализатором.

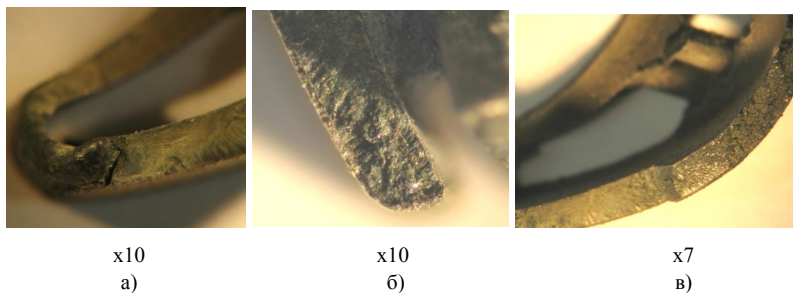
### **Результаты исследований и обсуждение**

При визуальном осмотре разрушенной лопатки было выявлено, что обрыв произошел на расстоянии  $\sim 20$  мм от полки замка. Поверхность разрушения по месту обрыва имеет сложное строение: наблюдается несколько очагов разрушения, а излом состоит из нескольких зон.

Последующее исследование под бинокулярным микроскопом позволило установить, что первоначальным очагом разрушения явилась полная деградация наружного покрытия с последующим развитием так называемой разгарной трещины (рис. 1а). Об этом свидетельствует наличие оплавленного гладкого участка рельефа поверхности разрушения со следами воздействия сульфидно-оксидной коррозии. Последующее развитие разрушения носит ярко выраженный термоусталостный характер с выходом как на спинку, так и на корыто лопатки.

При исследовании излома в зоне выходной кромки был обнаружен другой очаг разрушения, имеющий также термоусталостный характер (рис. 1б). На данном участке разрушение развивалось с внутренней полости лопатки с последующим выходом на корыто. Наличие окисления до темного цвета и незначительной сглаженности рельефа (отчасти просматриваются усталостные бороздки) подтверждает термоусталостный характер разрушения. В свою очередь, судя по степени окисления излома, следует заметить, что данный очаг является вторичным и образовался после изменения сечения детали вследствие образования трещины на входной кромке.

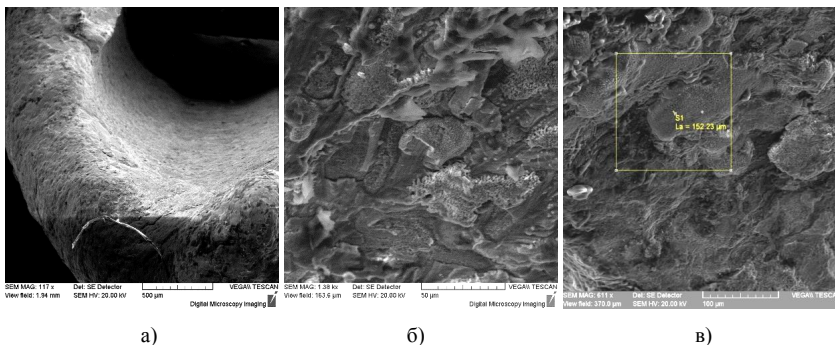
Остальная часть излома является доломом с выраженным строением по плоскостям скольжения (рис. 1в).



**Рис. 1.** Результаты исследования под бинокулярным микроскопом: а) очаг разрушения на входной кромке; б) очаг разрушения на выходной кромке

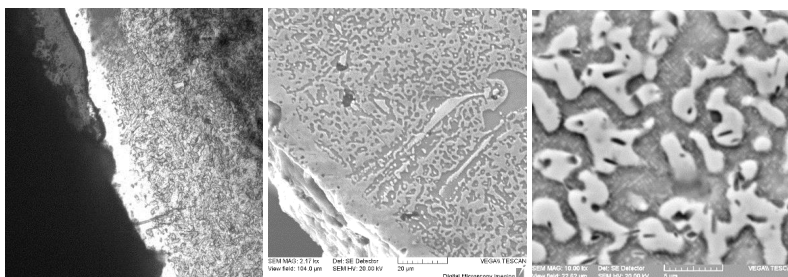
Для подтверждения вышеуказанных выводов о механизме разрушения было проведено фрактографическое исследование с помощью растровой электронной микроскопии, а также металлографическое исследование микроструктуры материала лопатки и жаростойких покрытий в непосредственной близости к поверхности разрушения с помощью оптической и растровой электронной микроскопии.

Как видно из рисунка 2, наличие многоочаговости в изломе, дополнительных межзеренных трещин и фрактографические признаки повторного нагружения говорят о характерном термоусталостном разрушении.



**Рис. 2.** Микрорельеф излома на поверхности: а) входной кромке; б) спинка у входной кромке; в) корыто со стороны выходной кромки

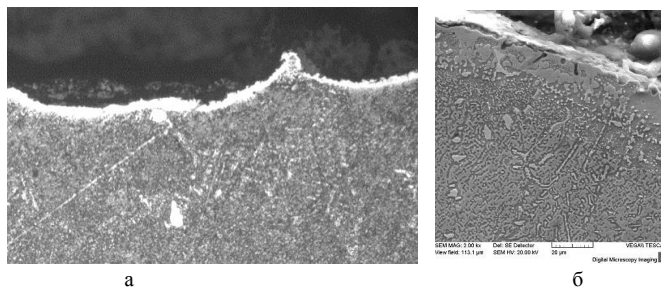
Анализ микроструктуры материала лопатки в зоне входной кромки показал, что наружное покрытие в зоне разрушения полностью деградировало, что подтверждается наличием большого числа окислов на поверхности лопатки (рис. 3, а), полностью обезлегированная диффузионная зона (рис. 3, б), а также наличие необратимых изменений микроструктуры основного материала, а именно: значительная коагуляция и растворение  $\gamma'$ -фазы, выделение двойных карбидов  $Me_6C$  и вторичного карбида  $Me_{23}C_6$  (как результат распада карбида  $MC$  и  $Me_6C$ ) и наличие тонкодисперсных частиц перекристаллизованной  $\gamma'$ -фазы, наличие которых говорит о разупрочнении основного материала. Судя по состоянию микроструктуры основного материала, заброс температуры на входной кромке составлял  $\sim 1270^\circ C$  (рис. 3, в).



**Рис. 3.** Микроструктура под изломом на входной кромке:

- а) наличие окислов; б) обезлегированный диффузионный слой; в) микроструктура основного материала лопатки

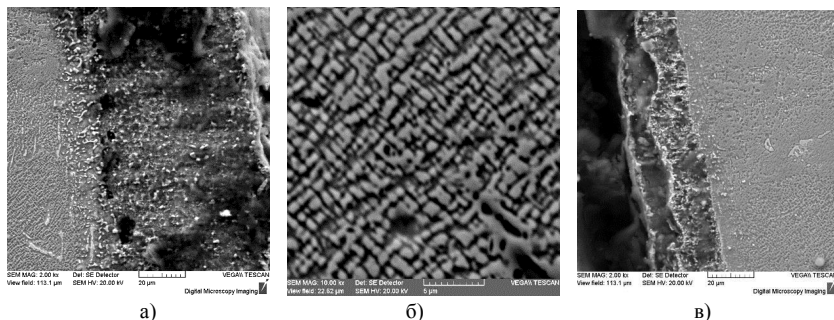
Полное обеднение хромоалитированного слоя на внутренней полости лопатки привело к значительной коагуляции  $\gamma'$ -фазы под диффузионной зоной, с образованием участков полного растворения интерметаллидной фазы с выделением ее в тонкодисперсном состоянии (рис. 4).



**Рис. 4.** Микроструктура хромоалитированного слоя на входной кромке: а) наличие окислов, полная деградация микроструктуры покрытия; б) участки значительной коагуляции основного материала лопатки под диффузионным покрытием

На выходной кромке наблюдается унос и выгорание наружного покрытия, а также наблюдается наличие окислов и участков проникновения окисления в покрытие (рис. 5, а).

В микроструктуре основного материала наблюдаются значительные изменения: интенсивная коагуляция и уменьшение объемной доли  $\gamma'$ -фазы, наличие зернограничных включений карбидов в виде цепочек, а также отдельные участки сформированной интерметаллидной фазы вокруг карбидов. Судя по состоянию микроструктуры основного материала, температура на выходной кромке составила  $\sim 1230$  °С (рис. 5, б).

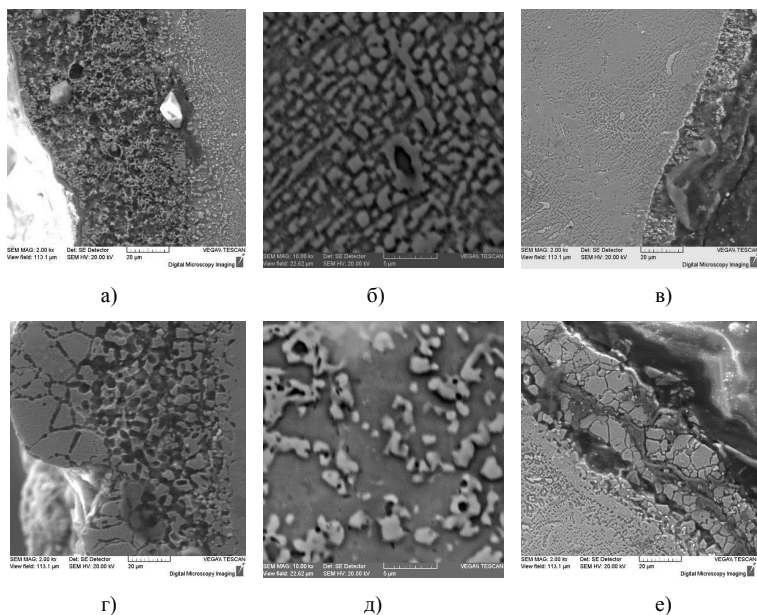


**Рис. 5.** Микроструктура выходной кромки:

- а) унос и выгорание наружного покрытия; б) коагуляция  $\gamma'$ -фазы; в) микроструктура хромоалитированного слоя

На внутренней поверхности имеется шероховатый хромоалитированный слой, а также наблюдается наличие на нем тонкого слоя окислы и участков эрозивно-коррозионного проникновения окисления в диффузионный слой (рис. 5, в). При сравнительном анализе состояния наружного и внутреннего жаростойких покрытий было установлено, что хромоалитированный слой в данном исследуемом сечении в большей степени поврежден, что косвенно также подтверждает, что развитие термоусталостной трещины происходило с внутренней полости лопатки.

В свою очередь исследование микроструктуры средней части пера как со стороны корыта, так и со стороны спинки позволило выявить наличие скоагулированных частиц интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы с сохранением части ее кубической формы, а также зернограничные цепочки карбидов, и отдельные участки сформированной интерметаллидной фазы вокруг карбидов, которая формируется при нагреве сплава ЖС32 при температурах 1070–1080 °С (корыто) и незначительно скоагулированная  $\gamma'$ -фаза кубической формы с отдельными частицами сформированной интерметаллидной фазы вокруг карбидов, что соответствует температуре нагрева сплава на 1030–1050 °С (спинки).

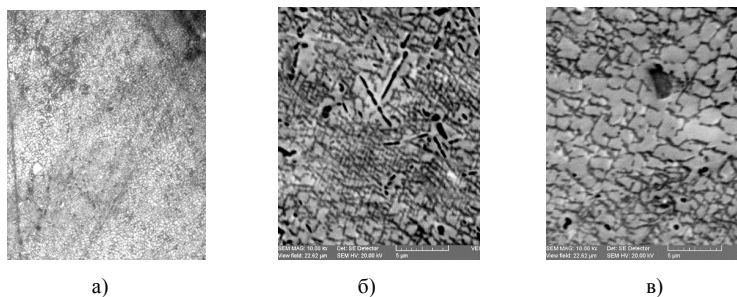


**Рис. 6.** Микроструктура средней части пера лопатки:

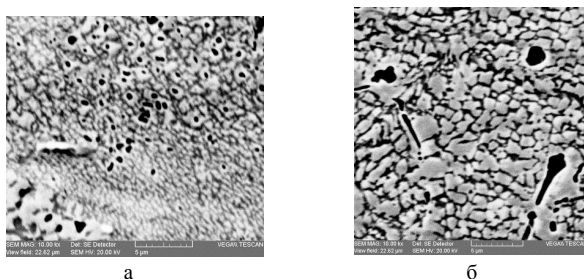
- а) наружное покрытие со стороны корыта; б) основной материал на корыте;
- в) хромоалитированный слой со стороны корыта; г) наружное покрытие со стороны спинки;
- д) основной материал на спинке; е) хромоалитированный слой со стороны спинки

В микроструктуре наружного покрытия прикорневой области исследуемой лопатки наблюдается развитие процессов газовой коррозии: проникающее в покрытие окисление, наличие изъязвленных участков в покрытии. Под покрытием имеются в виду участки основного материала, частично обедненные легирующими элементами. Далее структура (вблизи покрытия) характеризуется размерной неоднородностью частиц интерметаллидной фазы, а также наличием частиц игольчатых двойных карбидов  $M_6C$  (или выделения ТПУ-фаз). Состояние микроструктуры в этой части детали свидетельствует о термическом воздействии, соответствующем  $1050\text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 8).

Микроструктура замковой части данной лопатки представляет собой твердый раствор, незначительно скоагулированную интерметаллидную фазу и карбиды. Ориентированность коагулированных частиц  $\gamma'$ -фазы характерна для начальной стадии образования «рафт»-структуры и температурного влияния (до  $1000\text{ }^\circ\text{C}$ ) — рисунок 8.



**Рис. 7.** Микроструктура прикорневой части лопатки: а) неоднородность частиц интерметаллидной фазы; б) наличие частиц игольчатых двойных карбидов  $M_6C$  (или выделения ТПУ-фаз); в) коагуляция  $\gamma'$ -фазы.



**Рис. 8.** Микроструктура замковой части: а) коагуляция  $\gamma'$ -фазы; б) начальная стадия образования «рафт»-структуры

Анализируя полученные исследовательские данные, описанные выше, можно сделать вывод о том, что имело место значительное превышение температуры

эксплуатации, выше расчетной, которое ускорило фазовые и структурные изменения в основном материале лопатки, а также инициировало преждевременную деградацию жаростойких покрытий как на наружной поверхности детали, так и во внутренней полости, приближая тем самым их предельное состояние (структура лопатки с малой наработкой соответствует структуре, характерной для большой наработки).

## Выводы

Проведенное комплексное исследование разрушения лопаток, которое включало не только традиционное исследование поверхности излома и состояние материала и жаростойких покрытий по разработанной ранее методике, а также исследование микроструктуры в непосредственной близости к излому и в замковой части позволило получить объективную картину механизма разрушения детали, а также выявить его причину: разрушение лопатки — термоусталостного характера и является следствием резкого нарушения нормальных условий работы:

- заброса температур выше регламентированного (сопровожаемого процессами, характерными для газовой коррозии — разрушение и оплавление покрытия);
- возникновения высоких циклических температурных напряжений (неравномерных нагревания и охлаждения лопаток на переходных режимах);
- дальнейшее развитие процессов разрушения определяется взаимодействием повторно-статических и вибрационных нагрузок высокого уровня в условиях высоких температур.

## Литература

1. *Гецов Л. Б.* Материалы и прочность деталей газовых турбин. Кн. 1. — Рыбинск: Газотурбинные технологии, 2010. — 611 с.
2. *Филатов М. А.* Влияние термической обработки на структуру и свойства жаропрочных никелевых сплавов / М. А. Филатов, В. С. Судаков // *МиТОМ*. 1995. № 6. — С. 12–15.
3. *Каблов Е. Н.* Литые лопатки газотурбинных двигателей (сплавы, технология, покрытия). — М.: МИСИС, 2001. — 632 с.
4. *Назаркин Р. М., Колодочкина В. Г., Оспенникова О. Г., Орлов М. Р.* Необратимые изменения тонкой структуры минокристаллов жаропрочных никелевых сплавов в процессе длительной эксплуатации турбинных // *Труды ВИАМ. Электрон. журнал* 2015, № 12 (42). Ст. 10[Электронный ресурс]. URL: <http://viam-works.ru> (дата обращения: 17.04.2018). DOI:10.18577/2307-6046-2015-0-12-3-3.
5. *Зайцев Н. А., Логунов А. В., Самойленко В. М., Шатульский А. А.* Прогнозирование ресурса комплекса «жаропрочный сплав — жаростойкое покрытие» на основе оценки структурной стабильности // *Материаловедение. Серия «Техника и технология»*. 2012. № 2. — С. 5–11.
6. *Симс Ч., Столов Н., Хагель В.* Суперсплавы II / Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок / пер. с англ. / под ред. Р. Е. Шалина. — М.: Металлургия, 1995. — 384 с.

*А. А. Лопатин, Р. А. Габдуллина, А. А. Терентьев, А. Р. Биктагирова*  
КНИТУ-КАИ им. А. Н. Туполева, Казань  
rozzy94@mail.ru

## **КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

**Аннотация.** В летательных аппаратах (ЛА) нового поколения появляется необходимость использования новых высокоэффективных систем бортового электропитания, позволяющих снизить удельную массу ЛА. В работе рассмотрен способ преобразования тепловой энергии в электрическую, который может быть использован в термоэлектрических генераторах, применяемых для электроснабжения летательного аппарата при установке на корпус двигателя. Технический результат применения данного способа заключается в снижении массогабаритных характеристик, увеличении надежности, увеличении КПД, а также в возможности применения на авиационных двигателях и теплообменниках. Анализ различных способов и технологий изготовления части корпуса авиационного двигателя, выполненного в виде термоэлектрического генератора и композитного материала, позволит в дальнейшем судить о целесообразности такого способа получения электропитания на борту современных ЛА. На основе рассмотренных способов авторами предложен аналогичный способ изготовления термоэлектрического генератора, применимый к авиационным двигателям.

### **Введение**

Бортовое электрооборудование современных летательных аппаратов потребляют мощность от 10 до 1000 кВт. На сегодняшний день источниками электропитания на борту являются различные синхронные генераторы переменного тока, коллекторные постоянного тока, бесщеточные постоянного тока и др. Данное оборудование является весьма эффективным, так как имеет высокую удельную мощность (до 3,3 кВт/кг) [1–3]. Тем не менее использование генераторов имеет ряд особенностей, связанных с наличием подвижных механических частей.

В современных ЛА используются турбореактивные двигатели с рабочими температурами внешних стенок двигателя на уровне 500–700 °С, что соответствует плотности теплового потока примерно на уровне 10 кВт/м<sup>2</sup>. Если на борту ЛА имеются соответствующие технические средства, то тепло, включая тепловое излучение от стенок двигателя, потенциально может быть преобразовано в электричество.

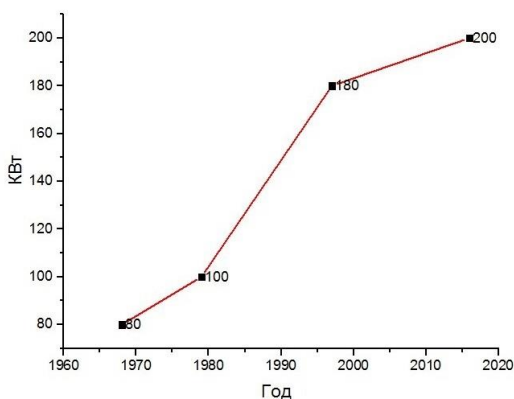
На сегодняшний день источниками электропитания на борту являются различные генераторы постоянного и переменного тока. На рисунке 1 представлено увеличение суммарной мощности серии модифицированных бортовых генераторов Boeing 737 одного класса пассажироместимости по поколениям. Первый ска-



чок суммарной мощности генераторов от Original к Classic произошел в конце 1970-х гг. вследствие усовершенствования некоторых систем самолета: систем связи, систем предупреждения о столкновении с землей и т. д.

Второй скачок наблюдается в начале XXI века, и обусловлен он резким увеличением мощности генераторов поколения NG по сравнению с Classic, вследствие увеличенного энергопотребления его бортовых систем, а именно частичным переходом на электрогидравлическую систему управления, новых систем спутниковой связи и навигации, перехода на электрическую противообледенительную систему с системы обдува горячим воздухом из компрессора, появлением большого количества мультимедийных систем, а именно экранов для каждого пассажира и Интернета на борту.

Следующий прирост мощности ожидается в 2030–2040 гг. при условии, что произойдет полный переход системы управления и механизации с гидравлической на электромеханическую (причина: уменьшение массы двигателя и самолета, увеличение надежности).



**Рис. 1.** Суммарная мощность серии модифицированных бортовых генераторов Boeing 737

Термоэлектрические генераторы весьма привлекательны с точки зрения эксплуатационных характеристик, так как у них отсутствуют подвижные части, они бесшумны, надежны и универсальны. Поскольку несколько термоэлектрических элементов n- и p-типа могут быть соединены последовательно, термоэлектрическое устройство может иметь небольшие габариты и массу.

Применение ТЭГ на борту ЛА позволяет отказаться от механического генератора электрического тока, работающего за счет отбора энергии от ротора авиационного двигателя. Установка термоэлектрических модулей на корпусе двигателя ведет к увеличению его массы, поэтому вопрос снижения массы на борту ЛА остается весьма актуальным. Одним из перспективных направлений в этом вопросе

является использование корпусных элементов в качестве основы для создания ТЭГов. При этом стоимость производства электроэнергии в соответствии с соотношением цена/мощность формируется, прежде всего, исходя из свойств используемых материалов, а также конструкции модулей [4].

Целью настоящей работы является исследование и анализ способов и технологий изготовления части корпуса авиационного двигателя, выполненного в виде термоэлектрического генератора.

### **Описание способов и технологий изготовления**

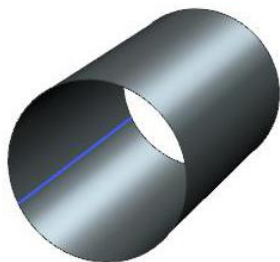
Известны термогенераторы [5], принцип действия которых основан на использовании эффектов Пельтье и Зеебека и заключается в преобразовании тепловой энергии в электрический сигнал заданной мощности при помощи многоспайной термобатареи. Эффект Пельтье представляет собой термоэлектрическое явление, при котором происходит выделение или поглощение тепла при прохождении электрического тока в месте контакта (спая) двух разнородных проводников. Эффект Зеебека состоит в том, что в замкнутой цепи, состоящей из разнородных проводников, возникает термо-ЭДС, если места контактов поддерживают при разных температурах. Эффект Пельтье «обратен» эффекту Зеебека. Такой термогенератор содержит как минимум 2 спая из разнородных металлов, внешний корпус и внутренний корпус, 2 контакта. Недостатки: низкий термический КПД, ненадежность из-за перегорания спаев, малое количество спаев и большие габариты корпуса.

Также известен модуль для термоэлектрического генератора и термоэлектрический генератор согласно [6]. Он относится к модулю для термоэлектрического генератора, предназначенного для выработки электрической энергии на основании разности температур текущей среды, представляющей собой прежде всего отработавшие газы (ОГ), образующиеся при работе двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на автомобиле, и охлаждающей среды. Сущность заключается в следующем: термоэлектрический генератор имеет несколько модулей, каждый из которых имеет первый конец и второй конец и которые состоят из внутренней трубки и наружной трубки, а также расположенных между ними термоэлектрических элементов. Модули на своем первом конце или своем втором конце закреплены своей внутренней трубкой или своей наружной трубкой в электрическом проводнике. Электрический проводник выполнен пластинчатым и имеет первый торец и второй торец, а также боковую поверхность. Первый торец соединен со вторым торцом несколькими отверстиями. Каждое из отверстий предназначено для крепления соответственно одного модуля. Электрический проводник имеет электропроводные контакты для электрического соединения с ним контактов отдельных модулей. Недостатком данного способа является большая масса, сложность ремонта из-за сложности конструкции и обеспечения в ней герметичности, возможная неработоспособность термоэлектрических модулей вследствие перегорания спаев.

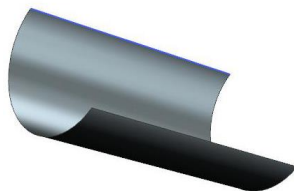
Рассмотрена технология изготовления термоэлектрического модуля [7], суть которого заключается в следующем. Способ включает этапы соединения первой токо-

проводящей платы с первой подложкой для фиксации таким образом первой токопроводящей платы, размещения множества брусков р-типа и n-типа на первые контакты вдоль рядов таким образом, чтобы бруски р-типа чередовались с брусками n-типа с промежутками между ними вдоль направления распространения колонки, соединения одной грани каждого бруска с первыми контактами, резки каждого бруска на кристаллы и одновременно резки горизонтальных перемычек для распределения кристаллов по индивидуальным первым контактам, размещения множества вторых контактов второй подложки на кристаллах для получения электрической цепи последовательно включенных кристаллов в сочетании с первыми контактами. Отличительной чертой настоящего способа является то, что одновременно с резкой термоэлектрических брусков осуществляется резка горизонтальных перемычек, физически связанных с первыми контактами после того, как первые контакты будут установлены на первую подложку. Простота и точность резки брусков на соответствующие кристаллы обусловлены тем фактом, что бруски на первых контактах могут надежно удерживаться вместе с первыми контактами при помощи первой подложки. Но он также имеет недостатки: низкий термический КПД, ненадежность из-за перегорания спаев, малое количество спаев и большие габариты и хрупкость диэлектрического корпуса.

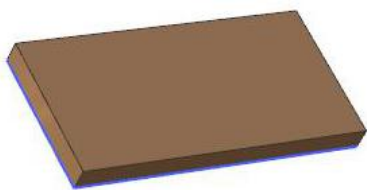
На основе рассмотренных способов авторами был предложен аналогичный способ изготовления термоэлектрического генератора, применимый к авиационным двигателям [8]. Технической задачей, решаемой изобретением, является получение электричества посредством рекуперации тепла, при сохранении небольших габаритов. Технический результат нашего способа заключается в снижении массогабаритных характеристик, увеличении надежности, увеличении КПД, а также в возможности применения на авиационных двигателях. Технический результат достигается тем, что термоэлектрический модуль, представляющий из себя корпусной элемент, отличающийся тем, что корпусной элемент выполнен в форме цилиндра (рис. 2) или полуцилиндров (рис. 3), либо представляет собой корпусные пластины (рис. 4), либо усеченный конус (рис. 5), выполненные из композитного материала, внутри корпусного элемента находится множество спаев разнородного металла, по концам корпуса имеется как минимум два электроконтакта.



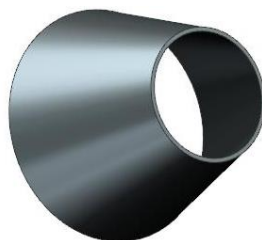
**Рис. 2.** Термоэлектрический модуль в форме цилиндра



**Рис. 3.** Термоэлектрический модуль в форме полуцилиндра



**Рис. 4.** Термоэлектрический модуль в форме пластины



**Рис. 5.** Термоэлектрический модуль в форме усеченного конуса

Работает устройство следующим образом: через внутреннюю поверхность элемента корпуса, выполненного из композитного материала, включающего в себя разнородные полупроводниковые термоэлементы *n*- и *p*-типа, соединенные между собой на одной стороне (другие два свободных конца подключаются к нагрузке  $R_n$ ), проходит источник высокой температуры, создающий высокую плотность теплового потока, внешняя поверхность находится в окружающей среде с низкими температурами, позволяющими реализовать градиент температур на корпусных элементах, именно градиент (разница температур) по закону сохранения энергии составит электрическую мощность. Объясняется это тем, что при возникновении градиента температуры между поверхностями электроны на внутренней поверхности приобретают более высокие энергии и скорости, чем на внешней. В результате возникает поток электронов от горячего конца к холодному. На холодном конце накапливается отрицательный заряд, а на горячем остается нескомпенсированный положительный заряд. Величина возникающей термо-ЭДС будет зависеть только от материалов спая и температур горячей (внутренней) и холодной (внешней) поверхностей корпуса, который и будет являться термоэлектрическим генератором как минимум с двумя контактами, от которых и отбирается электричество.

Предложенный термоэлектрический модуль изготавливается из композиционных материалов с использованием большого количества спаев, при этом горячие спаи находятся во внутренней части корпуса, холодные с наружной стороны корпуса, не имеет хрупкой диэлектрической подложки, спаи разнородных металлов интегрированы в композитную структуру поочередно. Основа композиционного материала получена путем вплетения или вшивания разнородных металлических нитей в готовый композитный материал, нити поочередно пересекаются с наружной и внутренней частями корпуса, образуя спай.

По сравнению с другими аналогичными устройствами предложенный способ имеет меньшие массогабаритные характеристики, большую надежность, большой КПД и может быть применен для электроснабжения летательного аппарата при установке ТЭГ на корпусе двигателя.

## Заключение

Обзор различных технологий изготовления термоэлектрических генераторов и композитных корпусов, применяемых в различных отраслях техники, позволил разработать новый способ создания высокотехнологичных термоэлектрических генераторов высокого качества с возможностью восприятия внешних нагрузок различного рода. Результат заключается в снижении массогабаритных характеристик термоэлектрического генератора, увеличении надежности, увеличении КПД и в возможности применения на авиационных двигателях.

Предложенный способ является весьма перспективным к внедрению в гражданской и военной авиации, а также в беспилотных летательных аппаратах (БПЛА) в связи с увеличением энергопотребления. Первым к внедрению подлжет БПЛА ввиду недостатка электрической энергии и невозможностью нести на борту большую массу аккумуляторов.

## Литература

1. *Шостаковский П.* Термоэлектрические генераторы промышленного применения. Часть 1 // Современная электроника. 2016. Выпуск 1. — С. 28–34.
2. *Лопатин А. А., Фатхиева Р. А., Терентьев А. А.* Анализ возможности применения термоэлектрических генераторов в авиационных двигателях // Вестник КГТУ им. А. Н. Туполева. № 2. 2017.
3. *Фатхиева Р. А., Лопатин А. А., Терентьев А. А.* О возможности применения термоэлектрических генераторов в авиационных двигателях // сборник статей НТК «Климовские чтения — 2017». 2017. ISBN 978-5-98620-274-7.
4. *Bode Ch., Friedrichs J., Somdalen R., Kohler J., Buchter K.-D., Falter Ch., Kling U., Ziolkowski P., Zabrocki K., Muller E., Kozulovic D.* // Potential of future thermoelectric energy recuperation for aviation // Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition ASME IMECE. 2016 November 11–17, 2016, Phoenix, AZ, USA, IMECE2016-66650.
5. *Бернштейн А. С.* Термоэлектрические генераторы. — М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. — 47 с.
6. Патент РФ 2 528 039С2: Бюл. №25, 10.09.2014 // Модуль для термоэлектрического генератора и термоэлектрический генератор / Лимбек З., Брюкк Р.
7. Патент JP 2154325, 27.05.1997 // Способ изготовления термоэлектрического модуля / Н. Маэгава, Н. Окада, М. Цузаки, И. Сакаи.
8. Заявка на изобретение № 2018111375 от 29.03.2018 // Термоэлектрический модуль / А. А. Лопатин, Р. А. Фатхиева, А. А. Терентьев.

*В. С. Денисова, Н. Е. Щеголева, Ю. Е. Лебедева, М. Л. Ваганова,  
А. А. Шавнев*

ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт  
авиационных материалов», Москва  
vdenisova@outlook.com

## **ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ КЕРАМИЧЕСКИЕ КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ЖАРОСТОЙКИЕ СТЕКЛОКЕРАМИЧЕСКИЕ ПОКРЫТИЯ АВИАЦИОННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

**Аннотация.** Представлена информация в области развития высокотемпературных керамических композиционных материалов в России и за рубежом. Представлены результаты последних исследований в области создания жаростойких стеклокерамических покрытий для защиты жаропрочных никелевых сплавов при эксплуатации. Материалы на основе тугоплавких стекол и высокотемпературных керамических соединений являются перспективными для применения в конструкции наиболее теплонагруженных узлов газотурбинных двигателей (ГТД).

В настоящее время смещается акцент применения в теплонагруженных элементах конструкций авиационной и другой техники неметаллических материалов взамен металлических, поскольку лучшие из известных жаропрочных сплавов не могут быть длительно использованы при температурах выше 1100–1200 °С. Кроме того, высокий удельный вес металлических сплавов, снижение механических свойств при повышенных температурах (600–900 °С), высокие цены на компоненты существенно снижают эффективность и рентабельность их применения [1].

Одним из путей решения данной проблемы является применение в составе элементов конструкций авиационной и воздушной техники высокотемпературных керамических композиционных материалов (армированных, например, наполнителями в виде волокон, тканей, дисперсных частиц и др.). Материалы данного класса отличаются малой плотностью, высокими физико-механическими характеристиками, высокой коррозионной стойкостью в окислительных условиях при высоких температурах (1400–1500 °С и выше).

Работы в области создания теплонагруженных элементов конструкций из керамических композиционных материалов в настоящее время активно проводят известные фирмы и научные организации в США, Франции, Японии, Италии, России и Великобритании. При этом работы исследователей направлены на получение керамических композиционных материалов на основе тугоплавких соединений, армированных волокнами карбида кремния [2]. Так, достигнутый уровень свойств

SiC волокон 3-го поколения в условиях воздействия окислительной среды и продуктов сгорания топлива позволил компании General Electric решить проблему низкой трещиностойкости — создать композиционный материал класса SiC/SiC марки HiPerComp и впервые в мире на его основе в 2016 г. изготовить сектора ТВД, провести их стендовые испытания и установить серийно в новый двигатель CFM LEAP самолетов Boeing 737 MAX, Airbus A320 neo [3].

Охлаждение лопаток ротора турбины, соплового аппарата и жаровой трубы камеры сгорания приводит к существенному расходу воздуха, что заметно снижает полноту сжигания топлива непосредственно в камере сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) и, следовательно, ухудшает тягу и КПД двигателя. Актуальным становится применение неметаллических конструкционных высокотемпературных материалов. Современные никелевые жаропрочные сплавы (НЖС) для литья лопаток ГТД достигли своего предела рабочих температур (1100–1150) °С, что составляет (80–85) % температуры плавления. Температурный уровень работоспособности каждого нового из предыдущих четырех поколений НЖС примерно на 30 °С превосходил предыдущие. Однако при этом значительно возрастали их плотность, жаропрочность, стоимость за счет легирования дефицитными и дорогостоящими элементами, такими как рений, рутений и др. Совершенствование системы охлаждения лопаток и легирование жаропрочных сплавов не приводят в настоящее время к значительному повышению их рабочих температур.

Для изготовления элементов конструкций турбин высокого давления (ТВД) и турбин низкого давления (ТНД) используют два вида ККМ по типу армирования: дисперсно-упрочненные керамические композиционные материалы, т. е. керамическая матрица которых упрочнена частицами, пластинами, усами, дискретными волокнами и др., и керамические композиционные материалы, армированные непрерывными волокнами или волокнистым продуктом на его основе в виде ленты, ткани и др.

Для исследования влияния различных модифицирующих добавок на процесс спекания и свойства ККМ было выбрано пять дисперсно-упрочненных составов ККМ на основе карбида кремния с объемным содержанием вискеро́в SiC ( $SiC_w$ ) 30 % и различными добавками: ККМ 1–75 об. % SiC-B<sub>4</sub>C-AlN; ККМ 2–80 об. % SiC-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-AlN; ККМ 3–84 об. % SiC-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-AlN; ККМ 4–70 об. % SiC-B<sub>4</sub>C-HfB<sub>2</sub>; ККМ 5–94 об. % SiC-Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-HfB<sub>2</sub>.

Подготовленную шихту помещали в графитовую пресс-форму и проводили спекание экспериментальных образцов ККМ методом искрового плазменного спекания (spark plasma sintering, SPS) и методом горячего прессования при выбранных для данных материалов оптимальных параметрах (температуре, давлении и длительности спекания). Плотность полученных образцов представлена в таблице 1.

Введение модифицирующих добавок снизило температуру спекания карбида кремния при применении метода горячего прессования на 200 °С, а при применении метода электроискрового плазменного спекания — на 300–450 °С по сравнению с температурой спекания карбида кремния без добавок.

Плотность полученных экспериментальных образцов ККМ

Образец	Состав	Плотность, г/см <sup>3</sup>	
		SPS	Горячее прессование
ККМ 1	75 об. % SiC-B <sub>4</sub> C-AlN	3,06	2,89
ККМ 2	80 об. % SiC-Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> -Y <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -AlN	3,31	3,11
ККМ 3	84 об. % SiC-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -Y <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -AlN	3,30	3,10
ККМ 4	70 об. % SiC-B <sub>4</sub> C-HfB <sub>2</sub>	3,50	3,29
ККМ 5	94 об. % SiC-Y <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -HfB <sub>2</sub>	3,48	3,27
SiC	100 об. % SiC	2,89	2,82

Исследование структуры экспериментальных образцов ККМ, полученных методом горячего прессования и электроискрового плазменного спекания, проводили с помощью растровой электронной микроскопии. Установлено, что при использовании метода горячего прессования происходит рост зерен фаз вводимых модифицирующих добавок, таких как карбид бора и борид гафния. При использовании метода SPS роста зерен не наблюдается.

Плотность образцов ККМ, близкая к теоретической (97–99 %), была достигнута при использовании SPS-метода и составила от 3,04 до 3,5 г/см<sup>3</sup> для ККМ 1-5. При использовании метода горячего прессования была достигнута максимальная относительная плотность для образцов — 94 %. Плотность карбида кремния без добавок при использовании метода горячего прессования составила 88 %, при использовании SPS-метода — 90 %.

Значение ТКЛР образцов ККМ 1-5 оказалось близко и составило  $5,5-6,0 \times 10^6 \text{ K}^{-1}$ , ТКЛР карбида кремния составил  $4,9 \times 10^6 \text{ K}^{-1}$ .

Результаты определения прочности при четырехточечном изгибе  $\sigma_{\text{изг}}$  экспериментальных образцов ККМ представлены в таблице 2.

Таблица 2

Прочность при четырехточечном изгибе экспериментальных образцов ККМ, полученных методом горячего прессования и электроискрового плазменного спекания

Состав	Прочность при изгибе, МПа	
	Горячее прессование	SPS
ККМ 1	401 ± 5,17	403 ± 2,88
ККМ 2	397 ± 3,87	405 ± 5,12
ККМ 3	407 ± 4,20	418 ± 3,17
ККМ 4	405 ± 2,89	410 ± 3,17
ККМ 5	401 ± 4,81	414 ± 2,15
SiC	154 ± 8,3	192 ± 6,7



Результаты определения микротвердости по Виккерсу ( $H_V$ ) и критического коэффициента интенсивности напряжений ( $K_{IC}$ ) экспериментальных образцов ККМ, полученных методом SPS, представлены в таблице 3.

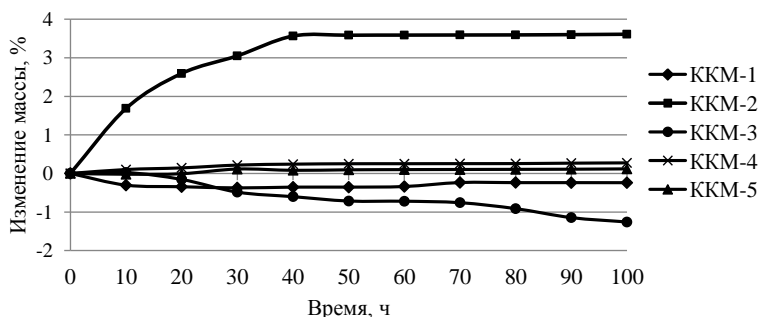
Таблица 3

**Микротвердость и трещиностойкость экспериментальных образцов ККМ**

№ состава	Модуль упругости (рассчитанный) ГПа	Среднее значение $H_V$ , ГПа	Среднее значение $K_{IC}$ , МПа·м <sup>1/2</sup>
ККМ 1	390	25,80	6,51
ККМ 2	356	24,70	7,33
ККМ 3	363	32,90	7,11
ККМ 4	371	22,70	7,29
ККМ 5	395	32,50	7,79
SiC	400	21,30	3,10

Проведено исследование окислительной стойкости экспериментальных образцов ККМ при температуре 1500 °С в течение 100 ч. (рис. 1).

Как видно из полученных данных, наибольшую склонность к окислению показали экспериментальные образцы ККМ 2 и ККМ 3. Для образца ККМ 2 характерен привес массы более 3 % после 100 ч. испытания. Экспериментальные образцы составов ККМ 1, ККМ 4 и ККМ 5 показали хорошую окислительную стойкость, изменение массы для них не превысило 0,32 %.



**Рис. 1.** Изменение окислительной стойкости экспериментальных образцов ККМ

Необходимо отметить, что, несмотря на использование волоконного армирующего наполнителя на основе карбида кремния, отсутствие его изготовления на территории РФ делает на настоящий момент невозможным решение вопроса полу-

чения подобных материалов и изделий из них в отечественном производстве. В связи с этим перспективным направлением в данной области является создание дисперсно-упрочненных керамических композиционных материалов на основе бескислородных соединений — боридов, карбидов, силицидов переходных металлов.

На базе ФГУП «ВИАМ» разработан класс керамических композиционных материалов на основе карбида кремния типа ВМК, предназначенных для изготовления теплонагруженных узлов и деталей авиационной и авиационно-космической техники, работающих при температурах 1400–1600 °С, свойства которых представлены в таблице 4.

На основе проведенного анализа для получения керамических композиционных материалов в качестве матрицы выбран карбид кремния марки F 1200, в качестве дисперсного армирующего наполнителя — порошок диборида титана  $ZrB_2$  для повышения таких высокотемпературных свойств, как жаростойкость и прочность. В качестве модифицирующих добавок выбран графит для повышения термоупругих свойств материала за счет высокой теплопроводности, низкого ТКЛР и слоистого строения, а также нитрид титана TiN с целью снижения температуры спекания.

Таблица 4

**Сравнительная характеристика керамических композиционных материалов типа ВМК**

Наименование показателя	Значение			Материал SiC/SiC (Onega, Франция).
	ВМК-3	ВМК-11	ВМК-13	
Метод получения	Жидкофазное силицирование			Искровое плазменное спекание
Рабочая температура, °С	1550–1600	1400–1600	1750	1400
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	2 400–2 900	2 750–2 800	2 800–2 900	4 000–4 300
Жаростойкость при рабочей температуре, ч.	—	500	500	300
Термостойкость при испытании, число циклов	7 000 без разрушения (1500↔800 °С, 1 цикл — 1 мин.)	-	-	-
Прочность при изгибе, МПа	180–200	250–300	-	717
ТКЛР, $\alpha \times 10^{-6}, K^{-1}$	4,90–5,81	—	4,92–5,03	4,60

Исследование гранулометрического состава исходных компонентов проводили с помощью лазерного дифрактометра Analysette 22 (Fritsch, Германия). Измельчение исходных компонентов проводили на планетарной мельнице в барабанах из износостойкого материала (карбид вольфрама). Прессование экспериментальных образцов ККМ проводили на установке гибридного искрового плазменного спекания в среде аргона/азота со скоростью нагрева  $100 \text{ град} \cdot \text{мин}^{-1}$  в графитовой пресс-форме. Плотность образцов ККМ определяли по ГОСТ 24409-80 методом гидростатического взвешивания на электронных весах GR-200 (AND, Япония)/ Определение прочности при четырехточечном изгибе ( $\sigma_{\text{изг}}$ ) экспериментальных образцов ККМ проводили на испытательной машине Zwick Z 010 по ГОСТ 24409-80.

Определение микротвердости по Виккерсу ( $H_V$ ) и критического коэффициента интенсивности напряжений ( $K_{Ic}$ ) экспериментальных образцов ККМ проводили по ГОСТ 9450-76 на микротвердомере DuraScan 20. Критический коэффициент интенсивности напряжений рассчитывали по формуле:

$$K_{Ic} = 0,048 \left(\frac{l}{a}\right)^{-1/2} \left(\frac{H_V}{E\Phi}\right)^{-2/5} \left(\frac{H_V a^{1/2}}{\Phi}\right),$$

где  $\Phi$  — постоянная величина ( $\Phi \approx 3$ );  $H_V$  — микротвердость (твердость по Виккерсу), ГПа;  $E$  — модуль упругости, ГПа;  $l$  — средняя длина радиальных трещин, возникающих около отпечатка индентора (пирамиды Виккерса) и измеренных от угла отпечатка, мкм;  $a$  — длина полудиагонали отпечатка пирамиды Виккерса. Модуль упругости брали исходя из рассчитанного через объемное содержание исходных компонентов.

Свойства полученных керамических материалов  $\text{SiC-ZrB}_2\text{-C}$  и  $\text{SiC-ZrB}_2\text{-C-TiN}$  представлены в таблицах 5 и 6. Композиционные материалы прошли испытания на окислительную стойкость, испытания проводили в атмосфере «спокойного воздуха» при температуре  $1500 \text{ }^\circ\text{C}$  в камерной высокотемпературной печи Nabertherm NT 16/18. Привес массы образцов в результате испытаний в течение 100 ч. не превысил 1,4–1,6 %.

Т а б л и ц а 5

**Свойства керамического композиционного материала  $\text{SiC-ZrB}_2\text{-C}$  в зависимости от температуры спекания**

Свойства	Температура спекания, $^\circ\text{C}$		
	1600	1700	1800
Плотность, $\text{г/см}^3$	2,66	3,12	3,50
Открытая пористость, %	18,6	11,0	0,20
Относительная плотность, %	76	89	100
Прочность при 4-точечном изгибе, МПа	114	170	250
Микротвердость $H_V$ , ГПа	9,8	14,1	20,4
Трещиностойкость, $\text{МПа}\cdot\text{м}^{1/2}$	4,2	5,6	6,5

**Свойства керамического композиционного материала SiC-ZrB<sub>2</sub>-C-TiN в зависимости от температуры спекания**

Свойства	Температура спекания, °С		
	1600	1700	1800
Плотность, г/см <sup>3</sup>	2,47	2,99	3,45
Открытая пористость, %	19,1	15,8	1,3
Относительная плотность, %	71	86	99,1
Прочность при 4-точечном изгибе, МПа	115	185	270
Микротвердость, ГПа	10,2	15,9	24,9
Трещиностойкость, МПа·м <sup>1/2</sup>	4,3	5,8	7,0

Как видно из полученных данных, оптимальной температурой получения керамических композиционных материалов методом искрового плазменного спекания (при сопоставимых времени и давлении процесса) является температура 1800 °С. Полученные образцы характеризуются высокими значениями микротвердости и трещиностойкости. Однако, для повышения прочностных характеристик целесообразно проведение дальнейшей работы по исследованию материалов данного класса с добавкой нитевидных кристаллов (например, вискеро́в карбида кремния SiC<sub>w</sub> или нитрида кремния Si<sub>3</sub>N<sub>4w</sub>).

При эксплуатации газотурбинных двигателей основным повреждением поверхности деталей (камер сгорания, форсажных камер, жаровых труб и др.) является высокотемпературная газовая коррозия, которая сопровождается процессом образования на поверхности металлов окалины, состоящей из фаз переменного состава, а также рыхлых подокалинных слоев и зон внутреннего окисления, что вызывает существенное изменение химического состава и снижение прочностных характеристик сплавов.

Для защиты поверхностей деталей из жаропрочных никелевых сплавов и коррозионностойких сталей от высокотемпературной газовой коррозии применяются жаростойкие эмалевые покрытия практически на всех отечественных авиационных газотурбинных двигателях (ГТД), в отличие от ККМ, внедрение которых в конструкцию ГТД в настоящее время только начинается. Высокая эффективность защитного действия жаростойких эмалей подтверждается многолетней практикой эксплуатации деталей камер сгорания, форсажных камер авиационных двигателей.

Для этих целей в ФГУП «ВИАМ» разработано жаростойкое стеклокерамическое покрытие на основе тугоплавкой фритты в системе BaO-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SiO<sub>2</sub> и модифицирующих соединений, работоспособное при температурах вплоть до 1150 °С.

Синтез фритты в системе BaO-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SiO<sub>2</sub> проводили при температуре выше 1500 °С. Готовую фритту получали путем грануляции в воду. Шликер жаростойкого стеклокерамического покрытия изготавливали путем совместного мокрого помола синтезированной фритты и модифицирующих соединений до определенного размера частиц. Водную суспензию шликера наносили на образцы из сплава ВЖ 171 методом

распыления. Обжиг образцов с нанесенной суспензией проводили в лабораторной печи. Контроль качества проводили визуально — покрытие должно быть сплошным, плотным, без дефектов и непокрытых мест. Для оценки прочности сцепления использовали копер марки В5113.303 для стандартного удара образцов с покрытием, тарированным бойком заданной массы. Термостойкость жаростойкого стеклокерамического покрытия при температуре 1100 °С определена по ГОСТ 25535-82. Жаростойкость покрытия также оценивали при температуре 1100 °С, при этом критерием оценки служила длительность выдержки образцов при указанной температуре до появления дефектов покрытия. Проведен рентгеноструктурный анализ шликера жаростойкого стеклокерамического покрытия после термообработки при рабочей температуре с помощью дифрактометра D/MAX-2500 с последующей расшифровкой с помощью специализированной программы и базы данных.

Жаростойкие эмалевые покрытия получают по шликерно-обжиговой технологии, разработанной на основе физико-химических процессов при получении водных суспензий (шликеров), нанесения их на защищаемые сплавы и последующего высокотемпературного обжига.

Известно, что структурные превращения в покрытиях при термообработке оказывают значительное влияние на совокупность их эксплуатационных свойств, в том числе на прочность сцепления покрытия с металлом. Во многих случаях сцепление определяется составом и свойствами переходного слоя, образующегося в результате взаимодействия покрытия с металлом. Большое значение для сцепления имеет технология получения покрытия и контактирующей поверхности с покрытием. Прочность сцепления покрытия с подложкой оценивали в процентах площади поверхности образца, с которой эмалевый слой не скололся в результате приложения ударной нагрузки. В результате проведенных исследований установлено, что прочность сцепления стеклокерамического покрытия со сплавом ВЖ171 составляет 96 %, что соответствует значениям прочности сцепления серийных жаростойких защитных покрытий класса ЭВК. Высокая прочность сцепления жаростойкого стеклокерамического покрытия со сплавом ВЖ 171 обусловлена образованием переходного слоя, образующегося в результате взаимодействия покрытия с металлом при определенной подобранной температуре обжига покрытия.

Методом рентгеноструктурного анализа после термообработки образцов покрытия при температуре 1190 °С в течение 3 минут наблюдается аморфное гало, характеризующее наличие стеклофазы, также присутствуют рентгеновские линии кристаллического  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ . При термообработке образцов шликера покрытия при температуре 1100 °С и 1150 °С установлено, что с увеличением времени выдержки проходит процесс кристаллизации, присутствуют кристаллические фазы тугоплавких силикатных соединений кианит  $\text{Al}_2\text{SiO}_5$  и цельзиан  $\text{Ba}(\text{Al}_2\text{Si}_2\text{O}_8)$ , температура плавления которых составляет выше 1600 °С, что способствует повышению термостойкости и жаростойкости покрытия.

Термостойкость жаростойкого стеклокерамического покрытия при температуре 1100 °С определена по ГОСТ 25535-82 путем термоциклирования. Установлено, что

после 300 термоциклов по режиму 1100 °С ↔ 20 °С разрушения образцов не происходит, дефектов покрытия не наблюдается, отмечается незначительная матовость, что допускается при высокотемпературных испытаниях жаростойких покрытий. Жаростойкость покрытия оценивали при температуре 1100 °С, при этом критерием оценки служила длительность выдержки образцов при указанной температуре до появления дефектов. Испытания проводили на образцах 100 × 150 × 1,5 мм, данные получены на основе испытаний 50 образцов. По результатам испытаний установлено, что после выдержки при температуре 1100 °С в течение 100 часов покрытие сплошное, плотное, не имеет дефектов. Высокие значения термостойкости и жаростойкости обусловлены тугоплавкостью жаростойкого покрытия, релаксацией термоупругих напряжений прослойками жидкой фазы при высоких температурах, обеспечиваются точным соблюдением технологических параметров получения покрытия.

Проведены опытно-технологические работы по опробованию разработанного состава и технологии получения жаростойкого стеклокерамического покрытия для защиты сплава ВЖ 171 в условиях промышленного двигателестроительного производства. Покрытие наносили на узлы жаровой трубы из сплава ВЖ 171 и проводили высокотемпературный обжиг, обеспечивающий формирование газоплотного, прочно сцепленного с металлом жаростойкого покрытия. Решена проблема изоляции секции жаровой трубы для обеспечения сварки при сборке жаровой трубы без нарушения целостности слоя покрытия. Результаты проведенных работ и испытаний свидетельствуют, что жаростойкое стеклокерамическое покрытие может быть рекомендовано для защиты деталей из сплава ВЖ 171 от высокотемпературной газовой коррозии при температурах эксплуатации 1100–1150 °С.

### **Заключение**

Результаты проведенных исследований показали принципиальную возможность получения высокотемпературных керамических композиционных материалов, в том числе с добавками графита и нитрида титана, характеризующихся высокими значениями механических характеристик и хорошей окислительной стойкостью при температуре 1500 °С. Для повышения прочности при изгибе целесообразно проводить дальнейшие исследования по введению в состав материалов нитевидных кристаллов, например, вискеров карбида или нитрида кремния.

### **Литература**

1. *Сорокин О. Ю., Гращенков Д. В., Солнцев С. Ст., Евдокимов С. А.* Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн., 2014. № 6. Ст. 08 [Электронный ресурс]. URL: <http://www.viam-works.ru>. DOI: [dx.doi.org/10.18577/2307-6046-2014-0-6-8-8](https://doi.org/10.18577/2307-6046-2014-0-6-8-8).
2. *Kablov E. N., Grashchenkov D. V., Isaeva N. V., Solntsev S. St.* Russian Journal of General Chemistry. 2011. Т. 81, № 5. — P. 986–991. DOI: 10.1134/S107036321105029X (Перспективные высокотемпературные керамические композиционные материалы // Российский химический журнал. 2010. Т. LIV, № 1. — С. 20–24).
3. *Corman G., Upadhyay R., Sinha S., Sweeney S. and al.* Materials Research for Manufacturing. 2016. — P. 59–91. DOI: 10.1007/978-3-319-23419-9\_3.

*А. А. Лопатин, Р. А. Габдуллина, А. А. Терентьев, А. Р. Биктагирова*

КНИТУ-КАИ им. А. Н. Туполева, Казань

rozzy94@mail.ru

## **НЕКОТОРЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ УСЛОВИЙ ПОЛЕТА**

**Аннотация.** В данной статье рассмотрены характеристики термоэлектрических генераторов (ТЭГ) при различных условиях эксплуатации, предложена и апробирована методика расчета корпусного элемента, представленного в виде термоэлектрического генератора цилиндрической формы. Представлены результаты расчета, которые позволяют на стадии проектирования определить электрические параметры ТЭГ и граничные температуры стенки корпуса. В работе представлены численные и графические результаты аналитических и экспериментальных исследований, на основе которых авторы делают вывод о перспективности внедрения данного метода производства корпуса двигателя летательного аппарата.

### **Введение**

Применение современных и перспективных технологий на борту летательного аппарата может позволить отказаться от механического генератора электрического тока, работающего за счет отбора энергии от ротора авиационного двигателя. Одним из предложений, способных качественно изменить систему бортового электроснабжения ЛА, является использование в качестве бортовых систем электропитания термоэлектрических генераторов, а также применение двигателей, выполненных в виде термоэлектрического генератора [1–5].

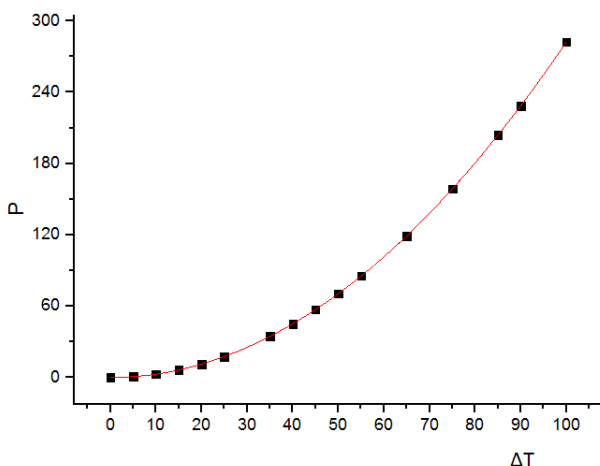
Расчет термоэлектрических устройств сопровождается трудностями, связанными с зависимостью электрических и тепловых параметров. Однако в настоящее время практически отсутствуют публикации, где более детально описывались бы процессы теплопередачи через узлы термоэлектрического устройства.

Одной из основных задач нашего исследования является применение методики расчета корпусного элемента авиационного двигателя беспилотного летательного аппарата (БПЛА), представленного в виде термоэлектрического генератора цилиндрической формы. Результаты расчетов позволят на стадии проектирования определить и оценить количество вырабатываемой мощности, в зависимости от режима и высоты полета БПЛА.

## Анализ полученных характеристик

Получаемая от модуля электрическая мощность зависит, прежде всего, от свойств материалов, конструкции модуля, условий электрического и термического контакта. Исходя из этого, в качестве основы ТЭГ был выбран один из наиболее изученных термоэлектрических материалов — теллурид свинца  $\text{BiTe}_x$ .

Результаты расчета электрических параметров корпуса, выполненного в виде термоэлектрического генератора, свидетельствуют, что разность температурный перепад на модуле является одним из главных критериев, от которого зависит вырабатываемая мощность (рис. 1).



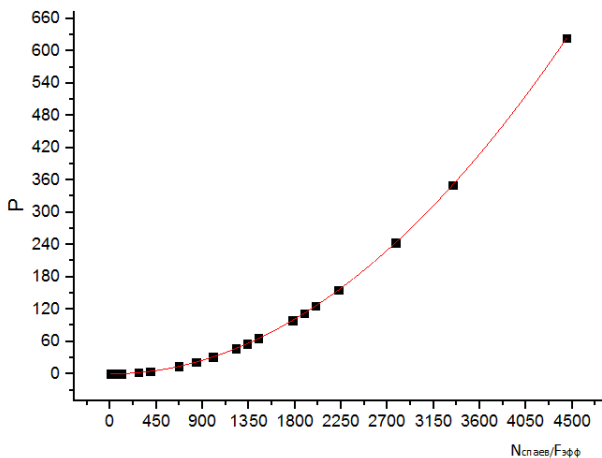
**Рис. 1.** Зависимость вырабатываемой мощности от разности температур между горячим и холодным спаями при  $N_{\text{спаев}} = 1800$ ,  $F_{\text{эфф}} = 0,9$

Вырабатываемая мощность также напрямую зависит от количества спаев, расположенных на площади ТЭГ (рис. 2).  $N = N_{\text{спаев}}/F_{\text{эфф}}$  — параметрическое число подобия, отражает соотношение количества спаев и эффективной площади, характеризует плотность размещения электрических спаев на эффективной площади,  $F_{\text{эфф}} = 0,9$ .

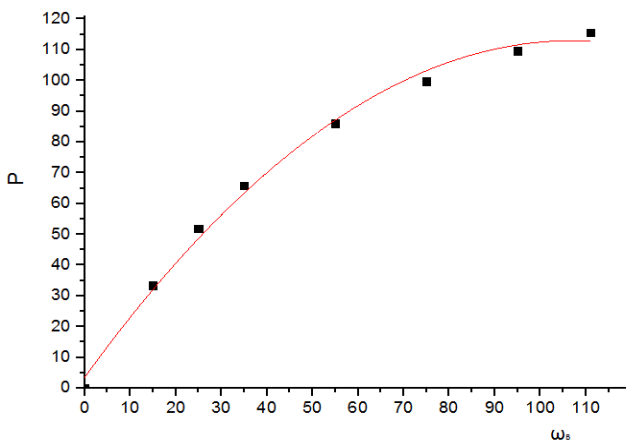
$F_{\text{эфф}} = F_{\text{ТЭГ}}/F_{\text{общ}}$  — отражает соотношение площади термоэлектрического генератора к общей площади корпуса.

Для исследования была выбрана модель БПЛА со следующими параметрами: скорость БПЛА (т. е. скорость охлаждающего потока)  $20 \div 100$  м/с, скорость горячего потока (в камере сгорания) — 7 м/с, температура окружающей среды —  $2 \div 15$  °С, температура горячего потока — 200 °С.





**Рис. 2.** Зависимость вырабатываемой мощности от плотности размещения спаев



**Рис. 3.** Зависимость вырабатываемой мощности от скорости наружного потока воздуха при  $T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $N_{\text{спаев}} = 1800$ ,  $F_{\text{эфф}} = 0,9$

При данных условиях электрическая мощность термогенераторного модуля зависит от скорости потока (рис. 3), охлаждающего одну из сторон корпуса: при небольшом увеличении этой скорости до 40 м/с мощность вырабатываемой электроэнергии увеличивается до 1 кВт. Видно, что при аналогичных условиях при росте скорости потока от 50 м/с вырабатываемая мощность увеличивается лишь на

550 Вт. Представленная характеристика позволяет определить, какой из режимов работы двигателя будет наиболее оптимален для эффективного применения ТЭГ на борту ЛА.

Для исследования характеристик термоэлектрического генератора был использован экспериментальный стенд на рисунке 4. Основными элементами стенда являются нагнетательная труба 1, термоэлектрический генератор 2, термофен 3, измерительный комплекс 4.

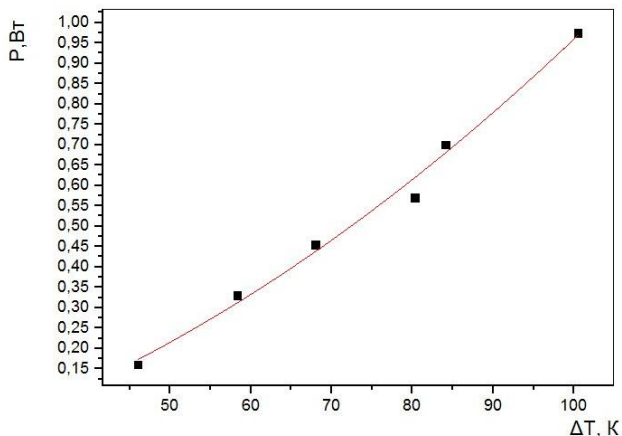


**Рис. 4.** Экспериментальный стенд

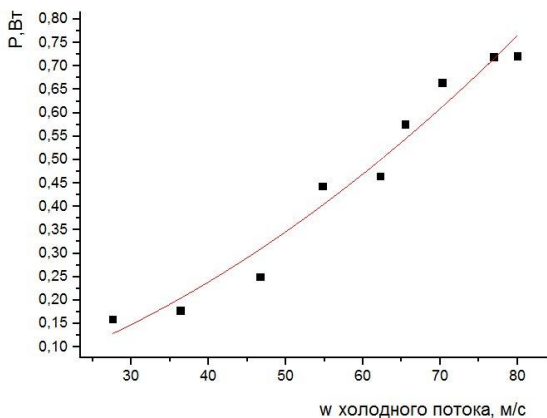
Термоэлектрический генератор 2 преобразует разность значений температуры охлаждающего и горячего воздуха в электричество, которое передается на измерительное устройство — ПРОМА-ИДМ-ДД. Экспериментальная установка снабжена измерительными приборами: термопарами 5, 6 для замера температуры на горячей и холодной сторонах термоэлектрического генератора; мультиметром 7 для замера параметров тока, генерируемого ТЭГ, измерителем давления многофункциональным 8 для замера разности давлений для последующего вычисления скорости охлаждающего потока.

Технической задачей, поставленной при разработке стенда, являлось получение электричества посредством рекуперации тепла при сохранении небольших габаритов.

Графические характеристики эксперимента представлены на рисунках 5, 6.



**Рис. 5.** Зависимость мощности от разницы температур при постоянной скорости охлаждающего потока  $w_{\text{хол.}} = 81 \text{ м/с}$ ,  $T_{\text{хол.}} = 22,5 \text{ }^\circ\text{C}$



**Рис. 6.** Зависимость мощности от разницы скорости охлаждающего потока при постоянной скорости горячего потока,  $w_{\text{гор.}} = 2 \text{ м/с}$ ,  $T_{\text{гор.}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

В ходе проведения эксперимента было выявлено, что при воспроизведении разных режимов работы двигателя на определенной высоте полета (т. е. при поддержании постоянной скорости охлаждающего потока и изменении скорости горячего потока) разница температур между горячим и холодным средами  $\Delta T_{\text{гр}}$  всегда увеличивается. В противоположном случае, при поддержании температуры горячего потока около  $150 \text{ }^\circ\text{C}$  и изменении скорости охлаждающего потока от  $28 \text{ м/с}$  до

80 м/с,  $\Delta T_{\text{ТЭГ}}$  менялась неравномерно, изменение составило не более 25 %. Предлагаемый способ изготовления корпуса авиационного двигателя может содействовать модернизации системы бортового электроснабжения: выработка электрической мощности при достижении разницы температур холодного и горячих потоков опытного образца ТЭГ площадью 64 см<sup>2</sup> составляет около 1 Вт.

### **Заключение**

Одним из предложений, способных качественно изменить систему бортового электроснабжения ЛА, является использование в качестве бортовых систем электропитания термоэлектрических генераторов, а также применение двигателей, выполненных в виде термоэлектрического генератора.

Анализ полученных в ходе расчета данных дает характеристику о наиболее благоприятном режиме работы двигателя для эффективной выработки электрической энергии.

Для практического изучения характеристик и параметров термоэлектрического генератора был оборудован экспериментальный стенд. В ходе эксперимента были исследованы сила возникающего тока и напряжение в последовательно соединенных термоэлектрических модулях, температуры горячего и холодного спаев, скорость и температура горячего и охлаждающего потоков. Анализ экспериментальных данных подтверждает, что предлагаемый способ изготовления корпуса авиационного двигателя может содействовать модернизации системы бортового электроснабжения: выработка электрической мощности при достижении разницы температур холодного и горячих потоков опытного образца ТЭГ площадью 64 см<sup>2</sup> составляет около 1 Вт.

Графические результаты аналитических и экспериментальных исследований характеризуют благоприятный прогноз развития предложенного практического способа применения термоэлектрических модулей в качестве корпусных элементов авиационных двигателей.

### **Литература**

1. *Епремян А. О., Арутюнян В. М., Ваганян А. И.* Добротность современных полупроводниковых термоэлектрических материалов // *Альтернативная энергетика и экология*. 2005. № 5 (25). — С. 7–18.
2. *Шостаковский П.* Термоэлектрические генераторы промышленного применения. Часть 1 // *Современная электроника*. 2016. Выпуск 1. — С. 28–34.
3. *Лопатин А. А., Фатхиева Р. А., Терентьев А. А.* Анализ возможности применения термоэлектрических генераторов в авиационных двигателях // *Вестник КГТУ им. А. Н. Туполева*. № 2. 2017.
4. *Фатхиева Р. А., Лопатин А. А., Терентьев А. А.* Современное применение термоэлектрических элементов в системах генерации электроэнергии и охлаждения: сборник статей НТК «Климовские чтения — 2017». 2017. ISBN 978-5-98620-274-7.
5. *Фатхиева Р. А., Лопатин А. А., Терентьев А. А.* О возможности применения термоэлектрических генераторов в авиационных двигателях: сборник статей НТК «Климовские чтения — 2017». 2017. ISBN 978-5-98620-274-7.

*Е. В. Николитч, А. А. Жлоба*

ОАО ММП им. В. В. Чернышева, Москва  
a.a.zhloba@yandex.ru

## **СВАРКА ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ (ЖНС) В ТВЕРДОМ СОСТОЯНИИ — РЕАЛИЗАЦИЯ КОНСТРУКТОРСКИХ РЕШЕНИЙ**

Современное производство высоконагруженных деталей и узлов газотурбинных и реактивных двигателей требует использования сложнлегированных жаропрочных сплавов. Но реализация многих конструкторских решений в производстве с применением сварки сводится к использованию имеющихся свариваемых жаропрочных сплавов. Это снижает те, возможно, достижимые эксплуатационные характеристики, которые могли бы обеспечить сплавы, считающиеся на сегодняшний день не свариваемыми и обладающие более высоким комплексом механических свойств. Проблема свариваемости заключается в возникновении разных родов напряжений, вызывающих образование трещин в зоне термического влияния (ЗТВ).

Способ соединения материала в твердой фазе во многом разрешает проблемы свариваемости высоколегированных жаропрочных сплавов.

Но характерной особенностью всех способов сварки давлением (СД), которая обеспечивает соединение в твердой фазе, — это образование физического контакта в результате микропластической деформации контактных поверхностей. Необходимость создания условий для прохождения процесса соединения в твердой фазе, при котором главными условиями являются сохранение геометрических параметров, свариваемой детали и механических свойств материала, изменила представление о механизме диффузионного соединения в целом.

Главной в этом процессе становится амплитуда колебаний атомов матрицы материала, при увеличении которой способны образовываться связи для построения общей кристаллической решетки в зоне контакта, соединяемых поверхностей.

Построение общей кристаллической решетки, диффузионно свариваемых частей происходит при температурах ниже  $T_S$ , но выше  $T_{\alpha, \beta, \gamma}$ -фазы. Способ направлен на получение сварного соединения высоколегированных жаропрочных сплавов и предполагает достижение ряда преимуществ по сравнению с другими видами сварки:

1. Степень легирования не влияет на получение качественного соединения.
2. Отсутствие сварного шва.
3. Отсутствие зоны термического влияния.
4. Уровень механических свойств не снижается.

Опытные работы по диффузионному соединению проводились со сплавами ЭП741НП и ЖС32ВИ. Целью работы является достижение условий для соединения отдельных частей деталей, требующих при производстве механической обработки внутренних полостей, и деталей, состоящих из материалов с одинаковой основой, но различных по структуре и способам производства. Пример осуществления способа приводится в патенте № 2494161 «Способ изготовления детали из литейных никелевых сплавов ЖС32 и ЖС32 моно» — диффузионная конгломерация.

Результаты испытаний образцов, сваренных способом диффузионной конгломерации, в таблицах 1, 2, 3.

Таблица 1: ЭП741НП + ЭП741НП;

Таблица 2: ЖС32ВИ + ЖС32ВИ;

Таблица 3: ЭП741НП + ЖС32ВИ.

Таблица 1

ЭП741НП + ЭП741НП	$\sigma_{\text{в}2}$ кг/мм	$\sigma_{0,2}$ кг/мм	$\delta\%$	$\psi\%$	$\sigma_{0,2}/\sigma_{\text{в}}$
		134–140	95–110	16–28	17–28
Требование ТУ	130	85	13	15	—

Разрушение испытываемых образцов происходит вне зоны соединения.

Таблица 2

ЖС32ВИ + ЖС32ВИ	$\sigma_{\text{в}2}$ кг/мм	$\sigma_{0,2}$ кг/мм	$\delta\%$	$\psi\%$	$\sigma_{0,2}/\sigma_{\text{в}}$
		87–113	75–91	7,2–16	16–30
Требование ТУ	85	—	5	—	—

Разрушение испытываемых образцов происходит вне зоны соединения.

Таблица 3

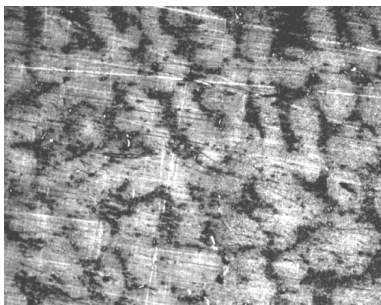
ЭП741НП + ЖС32ВИ	$\sigma_{\text{в}2}$ кг/мм	$\sigma_{0,2}$ кг/мм	$\delta\%$	$\psi\%$	$\sigma_{0,2}/\sigma_{\text{в}}$
		92–98	73–78	10–16	16–38
Требование ТУ	85	—	5	—	—

Разрушение испытываемых образцов происходит вне зоны соединения по ЖС32ВИ, как по менее прочному материалу.

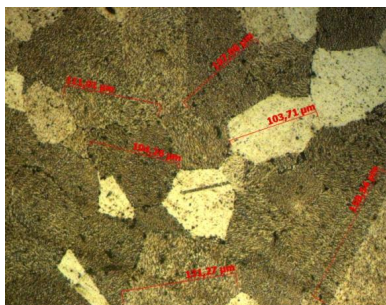
### Металлографическое исследование

Исследования проводились на оптическом микроскопе Axiovert 40 MAT. Фотографии сделаны в местах соединений частей сварных образцов. При проведении исследований оптическим способом ( $\times 50$  —  $\times 1000$ ) границы соединений практически не определяются.

На фото 1–6 показаны микроструктуры мест соединений частей сварных образцов до и после проведения испытаний на предел прочности при  $t^{\circ}\text{C} = 20$ .

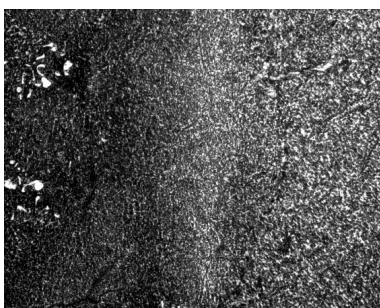


**Фото 1.** ЖС32ВИ + ЖС32ВИ x100

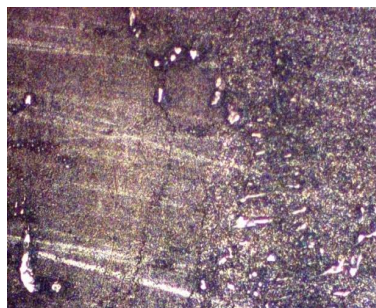


**Фото 2.** ЭП741НП + ЭП741НП x100

(Зона соединения до разрушения.)



**Фото 3.** ЖС32ВИ + ЖС32ВИ x500



**Фото 4.** ЖС32ВИ + ЖС32ВИ x200

(Зона соединения после разрушения.)



**Фото 5.** ЭП741НП + ЖС32ВИ x100



**Фото 6.** ЭП741НП + ЖС32ВИ x500

Разрушение испытываемых образцов (ЭП741НП + ЖС32ВИ) происходит вне зоны соединения по ЖС32ВИ, как по менее прочному материалу.

Металлографический контроль зоны соединения показывает, что микроструктура материала — твердый раствор, интерметаллидная фаза и карбиды — нормальная для сплава ЖС32. Ряд рекристаллизованных зерен в зоне соединения (ЖС32 + ЖС32), как следствие микропластической деформации шероховатости контактирующих поверхностей, не выявлен. Наличие отдельных рекристаллизованных зерен в зоне соединения может быть результатом произошедшей пластической деформации при механической обработке контактирующих поверхностей. Способ диффузионной конгломерации не предполагает соединения контактирующих поверхностей как результат микропластической деформации, а предусматривает квазиэпитаксиальное построение общей матрицы при упругом сопротивлении материала в условиях воздействия температуры сварки. На основании результатов проведенных экспериментальных работ по диффузионной сварке ЖНС можно говорить о новой концепции соединения материалов (сплавов) в твердом состоянии. Фактор физической свариваемости, зависящий от физико-химических характеристик материалов (сплавов), не является непреодолимым препятствием. Результаты проведенных испытаний показывают, что для развития прогрессивных технологий необходимо решать вопросы технологической свариваемости ЖНС. Аналогичные результаты получены и с другими литейными сплавами, такими как ЖС26, ЖС6у и другими. Дальнейшее изучение процесса и отработка параметров диффузионной конгломерации направлены на практическое применение в виде сварочной технологии.



*С. А. Будиновский<sup>1</sup>, А. А. Смирнов<sup>2</sup>*

Федеральное государственное унитарное предприятие «Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов», Государственный научный центр Российской Федерации, Москва

<sup>1</sup>bbssaa@mail.ru, <sup>2</sup>smiranton@mail.com

## **РАЗРАБОТКА ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ЖАРСТОЙКИХ И ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТД ИЗ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ**

**Аннотация.** В докладе рассмотрены защитные жаростойкие и теплозащитные покрытия для деталей из жаропрочных сплавов на основе никеля. Проведены высокотемпературные испытания на жаростойкость. Проведены металлографические исследования образцов в исходном виде. Разработаны теплозащитные покрытия для деталей из жаропрочных сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У, работоспособные при температурах до 1200 °С. Показано, что разработанные покрытия не снижают механических свойств сплавов.

**Ключевые слова:** теплозащитные покрытия; жаростойкие покрытия; ионно-плазменная технология; жаропрочные никелевые сплавы.

### **Вводная часть**

Модернизация и развитие отечественной авиационной промышленности требуют разработки и внедрения безуглеродистых жаропрочных никелевых сплавов для литья лопаток турбин с монокристаллической структурой. В связи с этим во ФГУП «ВИАМ» с помощью метода компьютерного моделирования разработаны жаропрочные никелевые сплавы IV поколения ВЖМ4 и ВЖМ5У для литья лопаток перспективных авиационных турбин. Новые сплавы по характеристикам длительной прочности и плотности не уступают сплавам аналогичного назначения, разработанным в США (EPM-102, фирма General Electric) и Франции (MC-NG, фирма ONERA), и обеспечивают при существующих температурно-силовых режимах увеличение в 4–6 раз ресурса работы лопаток или повышение на 50–60 °С рабочей температуры турбин [1]. Однако для обеспечения длительного ресурса работы рабочих лопаток турбины в условиях интенсивных теплосмен необходима их защита специальными покрытиями, предотвращающими разрушение поверхности пера лопатки в продуктах горения авиационного топлива при высоких эксплуатационных температурах до 1200 °С [2; 3]. В настоящее время отсутствуют систематические исследования теплозащитных покрытий (ТЗП) для монокристаллических сплавов типа ВЖМ, содержащие рений и рутений. За рубежом для защиты деталей турбин при рабочих температурах до 1100–1150 °С применяют многослойные покрытия — PWA286

(Pratt & Whitney Company), RT31 и MDC-150 (Chromalloy Research Corp.). Исследование теплозащитных покрытий для монокристаллических рабочих лопаток из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У при рабочих температурах до 1150–1200 °С является актуальной задачей в связи с разработкой новых авиационных ГТД предприятиями отрасли.

### Основная часть

Исследования проведены на цилиндрических монокристаллических образцах из жаропрочных никелевых сплавов ВЖМ4, ВЖМ5У с кристаллографической ориентацией <001>.

Для нанесения жаростойкого слоя ТЗП использовались экспериментальные и серийные сплавы для ионно-плазменных покрытий — СДП-41 (NiCrAlTaReYHf), ВДСП-4 (NiAlCrHf), ВСДП-3 (NiCrAlReYHf), ВСДП-16 (AlNiY).

Жаростойкие слои ТЗП были нанесены на промышленной ионно-плазменной установке с автоматизированной системой управления технологическим процессом (АСУ ТП) типа МАП-2. После процесса напыления проводился высокотемпературный вакуумный отжиг. С целью увеличения количества алюминия в поверхностном слое для повышения жаростойкости полученного жаростойкого слоя ТЗП проводилось дополнительное алитирование образцов [4].

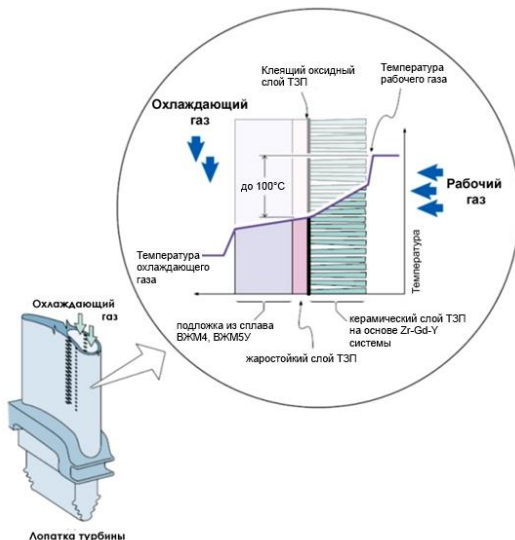


Рис. 1. Конструкция теплозащитного покрытия

Керамический слой теплозащитного покрытия состоит из оксидов редкоземельных металлов с низким коэффициентом теплопроводности, наносимом на установке УОКС-2 на базе магнетронных распылителей повышенной частоты из

мишеней, изготовленных на основе циркониевого сплава системы Zr-7,75Gd-7,75Y, в среде рабочего газа кислорода и аргона. Рабочий газ обеспечивает распыление мишени и генерацию потока атомов металла, направленного к поверхности покрываемых деталей. Формирование керамического слоя на поверхности деталей происходит в процессе плазмохимического взаимодействия атомов металла с атомами кислорода, которые вступают в реакцию, образуя химическое соединение [5–10]. На рисунке 1 представлена конструкция теплозащитного покрытия.

Т а б л и ц а 1

**ТЗП для проведения испытаний и исследований на образцах из никелевых сплавов**

<b>Покрyтия</b>
СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O
ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O
ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O

Исследования изотермической жаростойкости проводили в соответствии с ГОСТ 6130 в керамических тиглях на воздухе при температурах 1150 °С на базе 500 часов и 1200 °С на базе 100 часов в камерной электропечи Nabertherm. Критерием оценки жаростойкости покрытий являлось среднее арифметическое значение изменения массы 3 образцов с покрытием одного типа по сравнению с начальной, отнесенное к исходной площади поверхности образца (удельное изменение массы, г/м<sup>2</sup>) в процессе испытаний.

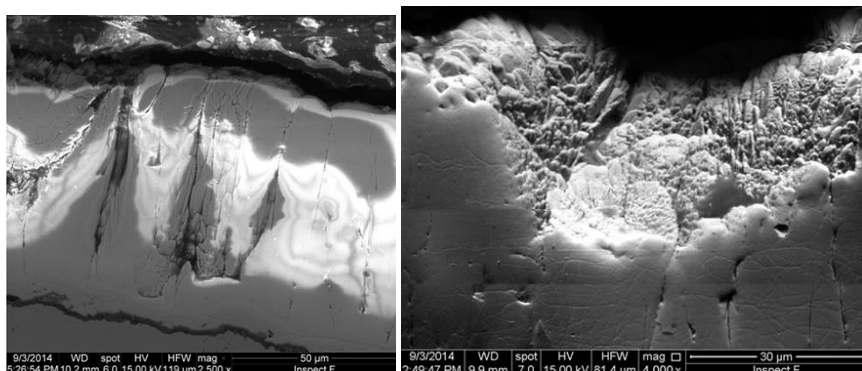
Микроструктуры композиций «сплав — покрытие» до и после испытаний на изотермическую жаростойкость исследовались на растровом электронном микроскопе FEI Inspect f50.

Фазовый анализ образцов с покрытиями после испытаний на жаростойкость выполнен на дифрактометре D/MAX–2500, RIGAKU, с монохроматическим Cu K $\alpha$ -излучением. Угловой диапазон сканирования в интервале углов 2 $\theta$ : 20–80°. Рабочий режим дифрактометра: напряжение 40 кВ, ток 200 мА, время экспозиции 1,5 с на точку. Расшифровка дифрактограмм проведена с помощью специализированной программы Jade5 и базы данных PDF2.

Характеристики длительной прочности определяли на установке ZST2/3-ВИЭТ в соответствии с требованиями ГОСТ 10145 при 1200 °С на базах испытаний до 500 ч, а характеристики усталости — на испытательной машине МВИ-611М по ГОСТ 25.502 при 900 °С на базах испытаний 2·10<sup>7</sup> циклов при симметричном знакопеременном цикле нагружения.

## Обсуждение результатов

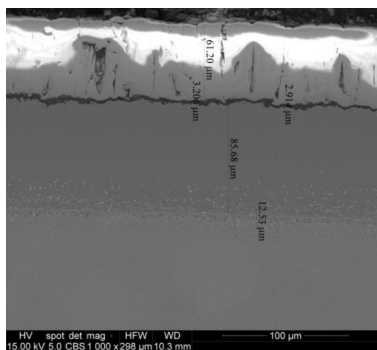
Проведены металлографические (электронная микроскопия) и металлофизические (рентгенофазовый анализ) исследования образцов из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У с теплозащитными покрытиями в исходном состоянии на рисунке 3. Внешний вид керамического слоя комплексного теплозащитного покрытия (Zr-7,75Gd-7,75Y)O после нанесения представлен на рисунке 2.



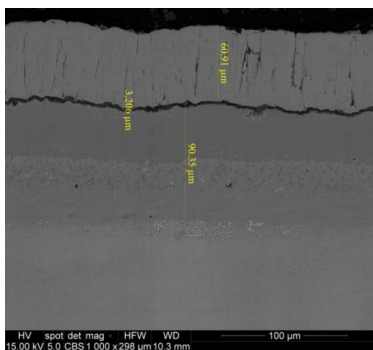
**Рис. 2.** Внешний вид керамического слоя комплексного теплозащитного покрытия (Zr-7,75Gd-7,75Y)O после нанесения

По результатам расшифровки дифрактограмм рентгенофазового анализа во всех исследованных образцах основной фазой покрытия является тетрагональный оксид на основе системы Zr-Gd-Y, что обеспечивает стойкость к спеканию и длительную работоспособность керамического слоя при высоких температурах.

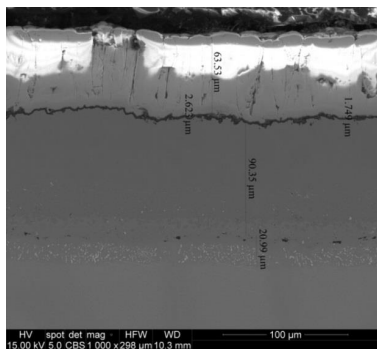
По результатам исследований микроструктуры образцов из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У с теплозащитными покрытиями методом растровой электронной микроскопии установлено, что в исходном виде керамический слой ТЗП имеет характерную столбчатую структуру. В таблице 2 приведены результаты измерения толщин полученных защитных жаростойких и керамических слоев ТЗП, сформированных на образцах.



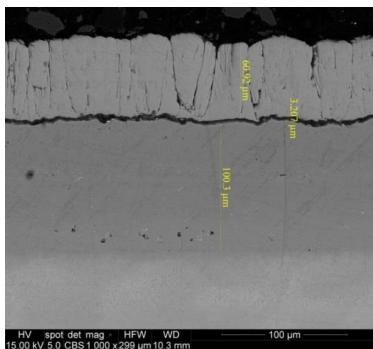
а) СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O



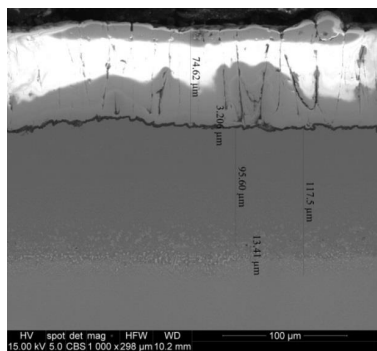
б) СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O



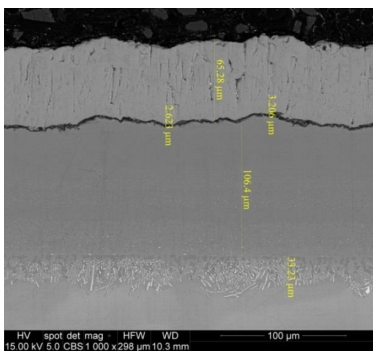
в) ВДСП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O



г) ВДСП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O



д) ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O



е) ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O

**Рис. 3.** Микроструктуры образцов из никелевых сплавов с ТЗП в исходном виде после нанесения: а, в, д — ВЖМ5У; б, г, е — ВЖМ4

Толщины защитных жаростойких покрытий

Сплав	Покрытия	Толщина жаростойкого слоя, мкм	Толщина оксидного слоя, мкм	Толщина керамического слоя, мкм
ВЖМ5У	СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	85	2–3	60
	ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	90	2–3	60
	ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	95	2–3	70
ВЖМ4	СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	90	2–3	60
	ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	95	2–3	60
	ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	90	2–3	65

В результате проведенных исследований микроструктур образцов из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У с ТЗП были получены данные о толщине керамического, клеящего алюминидного и жаростойкого слоев. Толщина керамического слоя — 60–70 мкм, структура покрытия представляет собой направленные по нормали к поверхности сплава выращенные в среде аргона и кислорода керамические столбцы на основе диоксида циркония, стабилизированные диоксидом иттрия и гадолиния. Толщина клеящего оксидного слоя на основе оксида алюминия, являющегося переходным между жаростойким и керамическим покрытиями, на всех образцах составляет 2–3 мкм. Толщина жаростойких слоев ТЗП 80–90 мкм, покрытия имеют характерное двухзонное строение: верхний «темный» слой покрытия состоит из  $\beta$ -фазы (NiAl) — это большая часть покрытия с повышенным содержанием алюминия, обеспечивает защиту основы сплава от интенсивного окисления в процессе высокотемпературной эксплуатации.

Потери удельной массы образцов из сплава ВЖМ4 после 500 часов испытаний на изотермическую жаростойкость при температуре 1150 °С и после 100 часов при температуре 1200 °С с теплозащитными покрытиями и без приведены в таблицах 3, 4.

Таблица 3

**Удельное изменение массы образцов из сплава ВЖМ4 с теплозащитными покрытиями в результате испытаний на изотермическую жаростойкость при температуре 1150 °С в течение 500 часов**

Покрытие	Удельное изменение массы, г/м <sup>2</sup>
Без покрытия	–2694
СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	–50,4
ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	–38,8
ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	–137,5

Таблица 4

**Удельное изменение массы образцов из сплава ВЖМ4 с теплозащитными покрытиями в результате испытаний на изотермическую жаростойкость при температуре 1200 °С в течение 100 часов**

Покрытие	Удельное изменение массы, г/м <sup>2</sup>
Без покрытия	-1418
СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-52,1
ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-91,5*
ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-227*

\* Наблюдаются сколы керамического слоя по поверхности образца.

По результатам испытаний образцов из сплава ВЖМ4 с теплозащитными покрытиями на изотермическую жаростойкость при температурах 1150 и 1200 °С высокими жаростойкими свойствами характеризуются покрытия СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O, обладающие наименьшим удельным уносом массы, в результате проведенной длительной высокотемпературной изотермической выдержки, и оптимальным внешним видом (без крупных сколов и отслоений) поверхностного керамического слоя покрытия после испытаний.

Потери удельной массы образцов из сплава ВЖМ5У после 500 часов испытаний на изотермическую жаростойкость при температуре 1150 °С и после 100 часов при температуре 1200 °С с теплозащитными покрытиями и без приведены в таблицах 5, 6.

Таблица 5

**Удельное изменение массы образцов из сплава ВЖМ4 с теплозащитными покрытиями в результате испытаний на изотермическую жаростойкость при температуре 1150°С в течение 500 часов**

Покрытие	Удельное изменение массы, г/м <sup>2</sup>
Без покрытия	-1254
СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-55,2
ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-270,1*
ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-70,3

\* Скол керамического слоя со всей поверхности образца.

**Удельное изменение массы образцов из сплава ВЖМ4 с теплозащитными покрытиями в результате испытаний на изотермическую жаростойкость при температуре 1200 °С в течение 100 часов**

Покрытие	Удельное изменение массы, г/м <sup>2</sup>
Без покрытия	-798
СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-131,9*
ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-351,7**
ВСДП-3 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O	-291,6** скол после 80 ч

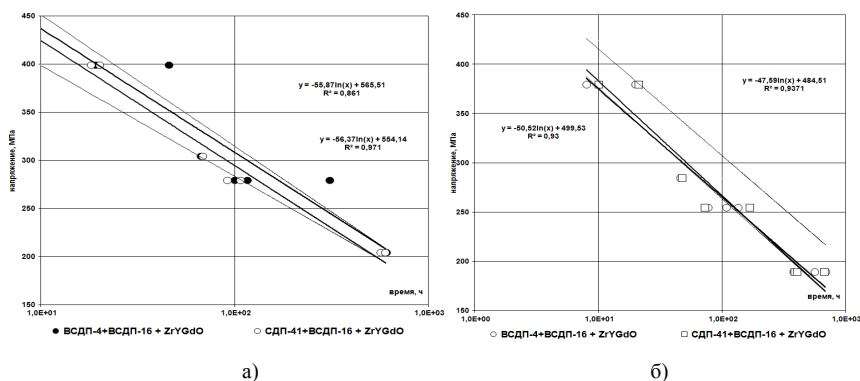
\* Наблюдаются небольшие сколы керамического слоя по поверхности образца.

\*\* Скол керамического слоя со всей поверхности образца.

По результатам испытаний образцов из сплава ВЖМ5У с теплозащитными покрытиями на изотермическую жаростойкость при температурах 1150 и 1200 °С, высокими жаростойкими свойствами, характеризуются покрытия СДП-41 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O и ВСДП-4 + ВСДП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O, обладающие наименьшим удельным уносом массы, в результате проведенной длительной высокотемпературной изотермической выдержки, и оптимальным внешним видом (без крупных сколов и отслоений) поверхностного керамического слоя покрытия после испытаний.

Далее было изучено влияние покрытий на механические характеристики прочности сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У.

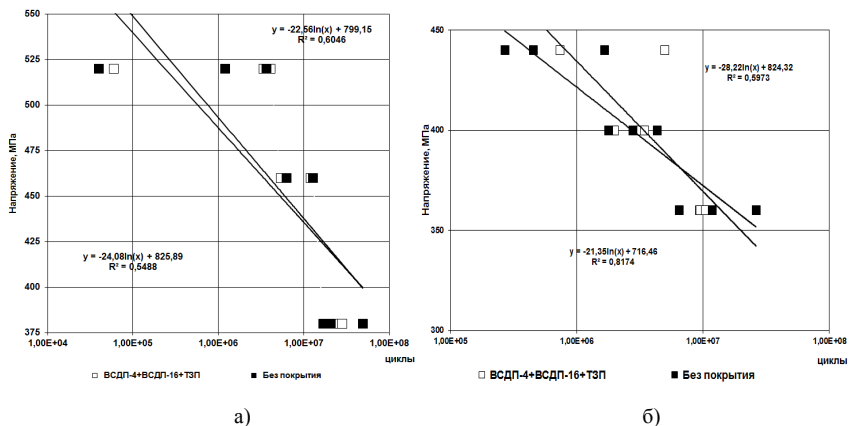
Результаты испытаний на длительную прочность образцов из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У с ТЗП при температуре 1000 °С на базах испытаний 10, 100 и 500 часов представлены на рисунке 4.



**Рис. 4.** Результаты испытаний образцов из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У на длительную прочность с покрытиями и без покрытия: а) ВЖМ4, б) ВЖМ5У



Результаты проведенных исследований многоциклового усталости образцов из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У с ТЗП и без при температуре 900 °С приведены на рисунке 5.



**Рис. 5.** Результаты испытаний образцов из сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У на многоцикловую усталость с покрытием и без покрытия: а) ВЖМ4, б) ВЖМ5У

Видно, что исследованные теплозащитные покрытия не оказывают отрицательного влияния на паспортные характеристики длительной и усталостной прочности сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У.

## Выводы

1. Комплексные теплозащитные покрытия СДП-41 + ВСП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O и ВСП-4 + ВСП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O обеспечивают длительную защиту сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У при температурах до 1200 °С.

2. Комплексные теплозащитные покрытия СДП-41 + ВСП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O и ВСП-4 + ВСП-16 + ТО + (Zr-7,75Gd-7,75Y)O не оказывают отрицательного влияния на длительную прочность сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5У при температуре 1000 °С на базах испытаний до 500 часов и на предел выносливости при температуре 900 °С на базе  $2 \times 10^7$  циклов.

3. В промышленности продолжают широко применяться жаропрочные никелевые сплавы предыдущих поколений, например ЖС32, разработанный ВИАМ более 20 лет назад для лопаток турбин высокого давления в ГТД различного назначения. Новые разработки в области ТЗП применимы к данным сплавам, что расширяет их область применения при рабочих температурах выше температуры

плавления сплава, при сочетании условий достаточного внутреннего охлаждения лопатки турбины и оптимальной толщины керамического слоя ТЗП, для снижения температуры на перелопатки до ее рабочей температуры (1100 °С).

### Литература

1. Каблов Е. Н., Петрушин Н. В., Светлов И. Л., Демонис И. М. Никелевые литейные жаропрочные сплавы нового поколения // *Авиационные материалы и технологии*. 2012. № 5. — С. 36–52.
2. Каблов Е. Н., Мубояджян С. А. Жаростойкие и теплозащитные покрытия для лопаток турбины высокого давления перспективных ГТД // *Авиационные материалы и технологии*. 2012. № 5. — С. 60–70.
3. Будиновский С. А., Матвеев П. В., Смирнов А. А. Исследование жаростойкости литейных жаропрочных никелевых сплавов в области температур 1000–1200 °С // *Авиационная промышленность*. 2014. № 2. — С. 48–52.
4. Будиновский С. А., Чубаров Д. А., Матвеев П. В. Технология получения ионно-плазменных жаростойких подслоев с повышенным содержанием алюминия для перспективных ТЗП // *Авиационные материалы и технологии*. 2014. № 55. — С. 56–60.
5. Мубояджян С. А., Будиновский С. А., Гаямов А. М., Матвеев П. В. Высокотемпературные жаростойкие покрытия и жаростойкие слои для теплозащитных покрытий // *Авиационные материалы и технологии*. 2013. № 1. — С. 17–20.
6. Чубаров Д. А., Будиновский С. А. Выбор керамического материала для теплозащитных покрытий лопаток авиационных турбин на рабочие температуры до 1400 °С // *Труды ВИАМ*. 2015. № 4. Ст. 07 ([viam-works.ru](http://viam-works.ru)).
7. Чубаров Д. А., Матвеев П. В. Новые керамические материалы для теплозащитных покрытий рабочих лопаток ГТД // *Авиационные материалы и технологии*. 2013. № 4. — С. 43–46.
8. Мубояджян С. А., Будиновский С. А., Гаямов А. М., Смирнов А. А. Получение керамических теплозащитных покрытий для рабочих лопаток турбин авиационных ГТД магнетронным методом // *Авиационные материалы и технологии*. 2012. № 4. — С. 3–8.
9. Будиновский С. А., Смирнов А. А., Матвеев П. В., Чубаров Д. А. Разработка теплозащитных покрытий для рабочих и сопловых лопаток турбины из жаропрочных и интерметаллидных сплавов // *Труды ВИАМ*. 2015. № 4. Ст. 05 ([viam-works.ru](http://viam-works.ru)).
10. Будиновский С. А., Чубаров Д. А., Матвеев П. В. Современные способы нанесения теплозащитных покрытий на лопатки газотурбинных двигателей (обзор) // *Авиационные материалы и технологии*. 2014. № 55. — С. 38–44.

*И. М. Иркабаев<sup>1</sup>, В. К. Бердин<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>АО НИИТ, Уфа, uf\_niit@mail.ru

<sup>2</sup>НПА «Технопарк “АТ”», berdinvk@mail.ru

## **ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МОНОКОЛЕС**

**Аннотация.** Рассмотрена перспективная технология изготовления моноколес с использованием ротационной сварки трением. Выполнены исследования влияния ротационной сварки трением на структуру и свойства сварных соединений моноколеса-имитатора из сплавов ВТ6-ВТ8. Показано, что ротационная сварка трением обеспечивает механические свойства сварных соединений не ниже 0,95 от основного, менее прочного, сплава ВТ6.

Классическая схема изготовления рабочих колес с замковыми соединениями диска и лопаток часто не позволяют разместить необходимое по газодинамической эффективности количество лопаток из-за ограничения, которым является прочность замкового соединения. Такая конструкция рабочего колеса из-за особенностей конструкции имеет много мест концентрации напряжений, что ограничивает ресурс и приводит к утяжелению диска. Кроме того, операция изготовления (протяжка) пазов для замкового соединения весьма дорогостоящая. Это привело к созданию конструкции рабочего колеса вентилятора или турбины, представляющей собой неразъемное соединение лопаток и дисковой части, так называемых моноколеса, или блиска.

Создание современных конкурентоспособных турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с высокой тягой невозможно без совершенствования конструкции и технологии изготовления лопаток вентилятора и компрессора [1; 10].

Задача облегчения лопаток вентиляторов и компрессора ТРДД должна быть решена в совокупности с решением других проблем. В частности, при создании облегченных лопаток не могут быть снижены требования к их жесткости и прочности при рабочих и нерасчетных (удар посторонними предметами, помпаж) нагрузках, к их эксплуатационным характеристикам, к стоимости изготовления и эксплуатации.

Большинство созданных лопаток являются сплошными титановыми конструкциями. Повышенная масса лопаток, высокая исходная стоимость материалов и изготовления ставят под сомнение целесообразность использования в двигателях нового поколения сплошных лопаток из титановых сплавов. Существующая тенденция подтверждает, что сплошные титановые лопатки должны иметь стандартные (ранее применяемые) размеры хорды и бандажные полки, присущие двигателям предыдущих поколений. Одним из конкурентоспособных путей решения проблемы массы лопаток вентиляторов в авиадвигателестроении является со-

здание широкохордных полых титановых конструкций [1; 2; 3]. Широкохордные лопатки имеют большую изгибную жесткость, чем лопатки с большим удлинением и антивибрационными полками. Упругий потенциал поглощения энергии при ударе выше, что ведет к повышению ударостойкости лопатки и рабочего колеса при попадании в тракт двигателя посторонних предметов и живучести лопаток при их повреждении [1; 2; 4].

Производители ГТД используют для изготовления моноколес технологию механической обработки из цельной заготовки — фрезерование лопаток в монолитной заготовке. Для повышения производительности используют высокоскоростное фрезерование, электрохимическую и электроэрозионную обработку (прошивка межлопаточных каналов). Данная технология накладывает ограничения на конструкцию блиска: невозможно получение блиска с пустотельными лопатками и блисков с различными сплавами в области пера лопатки и диска. Решение данной проблемы: использование различных методов сварки и использование различных материалов и интегральной конструкции колеса в виде биметаллического блиска методом порошковой металлургии, путем компактирования в диск из грапулированного сплава лопаток [1; 2; 4; 7].

Применение сварных блисков расширяет круг возможных решений по конструктивному оформлению блисков, однако применение традиционных способов сварки для получения соединения лопаток с диском весьма ограничено, так как большинство применяемых материалов для изготовления лопаток и дисков относятся к несвариваемым или условно свариваемым. Сварка трением (ротационная и линейная) позволяет получать бездефектные сварные соединения одноименных и разноименных сочетаний жаропрочных сплавов.

Линейная сварка трением (ЛСТ) первоначально была разработана для ремонта поврежденных лопаток, которые нельзя было ремонтировать обычной сваркой. Сегодня этот метод применяется для получения блисков с лопатками большого размера. Каждая лопатка приваривается отдельно. Основной принцип линейной сварки трением заключается в следующем: одна из деталей соединения (диск) неподвижна, другая (лопатка) совершает возвратно-поступательные движения [5].

Активные исследования технологических возможностей процесса ЛСТ применительно к изготовлению блисков компрессора ГТД совместно с Уфимским государственным авиационным техническим университетом проводятся в ПАО УМПО [8; 9].

Ротационная сварка трением является наиболее распространенным и разработанным способом в автомобилестроении и нефтяной промышленности. Она основана на тепловыделении при трении торцевых поверхностей, имеющих общую ось вращения, и применяется для сваривания деталей из различных материалов, имеющих формы цилиндров и труб [5].

Говоря о преимуществах сварки трением по сравнению с обычной сварки плавлением, нужно сказать, что она не требует использования флюсов, электродов, присадочного материала, защитных газов и других атрибутов, увеличивающих

стоимость изготовления изделия. Деталь после сварки трением требует минимальной механической доработки (удаление грата).

Однако по исследованиям АО НИИТ более надежным и наиболее экономически целесообразным является использование ротационной (инерционной) сварки трением (РСТ) [2; 3; 6]. Расчеты технико-экономической эффективности различных технологий, применяемых при изготовлении моноколес осевого компрессора с полыми и цельными лопатками, на основе литературных данных и патентных исследований, проведенных АО НИИТ, показывают, что оптимальным технологическим процессом для изготовления моноколес является РСТ [6; 10]. Для подтверждения полученных результатов результативности технологии в работе [6; 10] проведен сравнительный анализ изготовления моноколес для вариантов:

1. Изготовления механической обработкой из монолитной заготовки.
2. Изготовления с использованием технологии ЛСТ.
3. Изготовления с использованием технологии РСТ.

Расчеты по трудоемкости механической обработки проведены по КД на три типа рабочих колес по усредненным данным удельной трудоемкости на 1 кг съема металла на предприятиях авиа-двигателестроения по КД, путем построения 3D-моделей для заготовок на различных этапах технологической переработки с расчетами трудоемкости и материалоемкости [10]. Установлено, что в серийном производстве изготовление титановых моноколес механической обработкой из цельной заготовки экономически выгодно для «блисков» лишь сравнительно небольших размеров лопаток, для более крупных лопаток — РСТ. Анализ трудовых затрат (до 20 % от себестоимости) показывает, что при переходе от изготовления моноколес механической обработкой на изготовление сваркой трением происходит снижение трудоемкости (при ЛСТ на 10 %, при РСТ на 30 %). Учитывая высокую долю материальных затрат (порядка 50 %) в себестоимости моноколеса (в особенности при использовании жаропрочных, интерметаллидных, монокристаллических и др. дорогостоящих материалов), необходимо в первую очередь решать вопросы повышения КИМ заготовок. Разделение моноколеса на лопаточную и дисковую части, с последующим соединением сваркой трением, позволяет повысить КИМ. Пример: рабочее колесо с высотой лопатки 114,1 мм; при получении моноколеса механической обработкой КИМ = 0,21 при ЛСТ КИМ = 0,19 и при РСТ КИМ = 0,37.

Исходя из вышеизложенного, предлагается следующая схема изготовления моноколес.

1. Предварительное изготовление лопаток, в том числе и полной конструкции, по имеющимся технологиям с последующей диффузионной сваркой между собой с образованием «блинга».

2. Изготовление имитатора моноколеса путем соединения «блинга» ротационной (инерционной) сваркой и диска по конической поверхности (с углом конуса  $30^\circ$ ).

Такая технологическая схема позволит:

1. Повысить точность позиционирования лопаток друг относительно друга и на диске после сварки не только в «замковой области», но и в концевой части пера сваренных лопаток (жестко закрепленные лопатки «блинга» в процессе сварки находятся в неподвижной оснастке).
2. Сохранить имеющуюся технологию изготовления одиночных лопаток.
3. Обеспечить контроль изготовления моноколеса на всех этапах производства.
4. Снизить трудоемкость и материалоемкость изготовления моноколеса.

На первом этапе работ изучена практическая возможность получения соединения ротационной сваркой по коническим поверхностям на разнородных титановых сплавах ВТ6 и ВТ8 и определены режимы ротационной сварки трением.

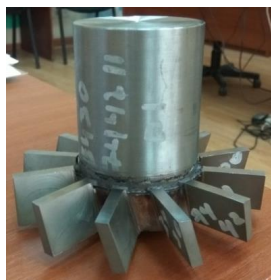
Выполненные исследования показали принципиальную возможность ротационной сварки двух коаксиально установленных дисков из титановых сплавов ВТ6 (внешнее кольцо) и ВТ8 (внутреннее кольцо) по конической поверхности (угол конуса  $30^\circ$ ). Полученные сваренные соединения методом ротационной сварки образцы имитаторы моноколеса имеют прочность на уровне прочности основного материала сплава ВТ6. Значения предела прочности лежит в диапазоне 1030...1050 МПа.

На втором этапе изготовлены макеты «блиска» по технологической схеме: изготовление лопаток — изготовление «блинга» — изготовление «блиска» (рис. 1, 2).



**Рис. 1.**

а) «блинга», изготовленный из отдельно изготовленных лопаток, методом диффузионной сварки, б) «блинга» и дисковая часть моноколеса перед РСТ



а)



б)

**Рис. 2.** Макет моноколеса:

а) после РСТ на машине РСТ80, б) после механической обработки

Для испытания сварного шва на растяжение, изгиб использовались образцы, вырезанные из имитатора моноколеса. Для испытания сварного шва на растяжения — ГОСТ 6996-66 тип 1. Образцы состоят из двух зон, которые разграничены линией сварного шва, одна зона имеет материал ВТ-6, а другая — ВТ-8.

Микроструктура образцов после сварки в области контакта двух сплавов (ВТ8-ВТ6) состоит из пяти зон (рис. 3):

1. Зона стыка сварного шва. Дефекты (поры, неметаллические включения и загрязнения) в зоне стыка не наблюдаются, кроме края входной части конусной поверхности (непровар), что связано с непрерывным поступлением свежего, более холодного металла ВТ8 (дисковая часть моноколеса) в процессе осадки. Для удаления непровара при последующей механообработке необходимо увеличить припуск по длине конусной поверхности.
2. Зона рекристаллизации. Зона отличается худшей травимостью, в ней наблюдаются крупные, практически равноосные, зерна  $\beta$  — превращенной фазы (рис. 3). Равноосная форма  $\beta$ -зерен говорит о том, что они образованы после окончания пластической деформации. Средний размер зерен составляет 15...20 мкм в сплаве ВТ6 и 10...15 мкм в сплаве ВТ8. В пределах  $\beta$ -зерен наблюдается высокодисперсная мартенситная структура с мелкоигльчатыми выделениями  $\alpha$ -фазы. Ширина рекристаллизованной зоны больше со стороны сплава ВТ6.
3. Зона больших пластических деформаций. Зона характеризуется металлографической текстурой: зерна металла вытянуты в направлении деформации, параллельно плоскости соединения, вдоль оси вращения. Такая структура является следствием значительной пластической деформации в двухфазной ( $\alpha + \beta$ ) — области.



**Рис. 3.** Панорама микроструктуры сварного соединения BT8-BT6



4. Переходная зона. Зона перехода от объема основного металла, не испытывающего деформации, к зоне большой деформации. Здесь наблюдается лишь поворот волокон в направлении деформации.
5. Основной металл. Зона, в которой металл не испытывает значительного термического и механического влияния.

Микроструктурные изменения в зоне сварного соединения оказывают значительное влияние на значения микротвердости. Замеры микротвердости проводились на установке MICROHARDNESS TESTER HX-1000, расчет значений — программным обеспечением X-Provers 8. Параметры, при которых производились замеры: нагрузка — 1000 г; выдержка — 5 сек.; шаг измерений — 0,1 мм. Микротвердость измерялась на поперечных шлифах, перпендикулярно сварному шву, в центральной части шлифа, по всей зоне термомеханического влияния. В зоне сварного соединения значения микротвердости в среднем на 60 HV выше, чем в зоне основного металла (рис. 4). Микротвердость материала шва составила в среднем 112,5 % от твердости основного, более мягкого, материала. Согласно ПИ 1.4.1898-2003 — твердость по Виккерсу металла шва допускается не более 110 % твердости основного металла.

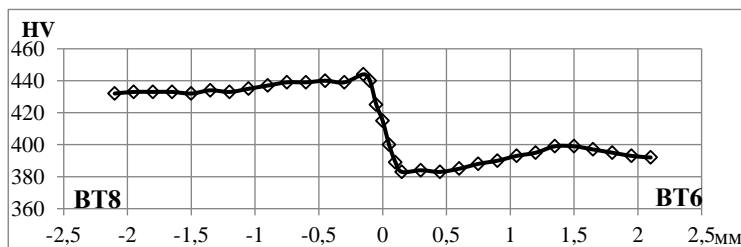


Рис. 4. Распределение микротвердости по сечению сварного шва ВТ8 — ВТ6

Таблица 1

### Механические свойства образцов после РСТ

№ образца	Предел прочности, кг/м <sup>2</sup>	Предел текучести, кг/мм <sup>2</sup>	Относит. удлинение, %	Относит. сужение, %	Вид образцов
1-1	98,63	93,36	14,8	42,8	сварной
1-2	98,62	93,49	14,6	42,9	сварной
2-1	99,16	94,23	15,9	39,9	сварной
2-2	98,79	93,89	16,0	40,0	сварной
3-1	99,40	94,23	14,8	35,0	сварной
3-2	100,46	95,00	14,9	35,1	сварной
ВТ6	100,50	95,00	15,8	43,3	цельный
ВТ6 по ОСТ 1.90006-86	92...112	более 95	более 10	более 35	цельный

Механические свойства соответствуют требованиям ОСТ 1.90006-86.

Достоинством процесса является также минимальная подготовка поверхности к свариванию. В процессе сварки размягченные слои металла перемещаются (выдавливаются) к границам свариваемой поверхности (в грат). При этом происходит удаление окислов и загрязнений, которые могут присутствовать в зоне сварки, в грат. Короткий цикл процесса сварки (несколько секунд) обеспечивает малую зону теплового воздействия.

Основными недостатками ЛСТ и РСТ являются отсутствие производства в РФ необходимого оборудования и сложность изготовления оборудования (особенно для ЛСТ), обусловленная необходимостью использования высокоточных силовых приводов большой жесткости и сложных компьютеризированных систем управления.

### **Выводы**

1. Учитывая возможности сварки трением разнородных, условно свариваемых материалов, в особенности интерметаллидных сплавов, необходимо развитие технологии сварки трением, в особенности ротационной (снижение прямых затрат более 30 %).
2. Технологическая схема (предварительное изготовление лопаток, в том числе и полый конструкции, с последующей диффузионной сваркой между собой с образованием «блинга» — изготовление моноколеса путем соединения «блинга» ротационной (инерционной) сваркой и диска) применима в производстве моноколес.
3. Свариваемость сплавов ВТ8 и ВТ6 между собой хорошая. Ширина сварного шва, выполненного РСТ, составила не более 1,0 мм. Зоны перегрева отсутствуют. В зоне сварного соединения под влиянием термомеханического воздействия происходят значительные структурные изменения. В зоне термомеханического воздействия наблюдаются следующие зоны: рекристаллизованная зона, зона большой пластической деформации, переходная зона и зона основного металла.
4. Наблюдается падение микротвердости в околошовной зоне, но не более чем на 5 % (со стороны ВТ6). Микротвердость материала шва составила в среднем 112,5 % от твердости основного материала. Согласно ПИ 1.4.1898-2003 — твердость металла шва по Виккерсу не более 110 % основного металла.

### **Литература**

1. *Иноземцев А. А., Башкатов И. Г. и др.* Титановые сплавы в изделиях разработки ОАО «Авиадвигатель» // Современные титановые сплавы и проблемы их развития: сборник. — М.: ВИАМ, 2010.

2. Анализ и обобщение комплекса требований к создаваемым технологиям с учетом конкурентоспособности продуктового ряда ОДК, ожидаемых рисков их создания, возможностей и развития центров компетенции. Технический отчет № 0-2320-8430. ОАО НИИТ. — Уфа, 2010.
3. Оценка технико-экономических эффектов от реализации программы создания двигателя ПД-14 с точки зрения развития ключевых инновационных технологий производства деталей газотурбинных двигателей, разработка рекомендаций по оптимизации и дальнейшему развитию технологических процессов в целях обеспечения сертификации двигателя ПД-14 и его производства. Технический отчет № 4-2351-8430. ОАО НИИТ. — Уфа, 2014.
4. Горелов В. А., Аришинов С. В., Максимов Ю. В. и др. К вопросу выбора технологии обработки сложнопрофильных изделий (на примере лопаток моноколес газотурбинных двигателей) // Изв. МГТУ. № 2 (14), т. 2. 2012. — С. 67–72.
5. Штрикман М. М. Состояние и развитие процесса сварки трением линейных соединений // Технология машиностроения. № 8, 10, 11. 2007.
6. Отчет о патентных исследованиях ОАО НИИТ «Изготовление моноколес компрессоров с использованием технологии сварки трением». № 5-2355/2–8430. ОАО НИИТ. — Уфа, 2015.
7. Каблов Е. Н., Оспенникова О. Г., Ломберг Б. С. Стратегические направления развития конструкционных материалов и технологий их переработки для авиационных двигателей настоящего и будущего // Автоматическая сварка. № 10–11. 2013. — С. 23–32.
8. Дьяконов Г. С., Измайлова Н. Ф., Бычков В. М. и др. Исследование микроструктуры в зоне сварного шва при линейной сварке трением титановых сплавов ВТ 6 и ВТ8 // Вестник Уфимского гос. авиац. техн. ун-та. 2012. Т. 16, № 7. — С. 48–52.
9. Медведев А. Ю., Бычков В. М., Селиванов А. С. и др. Применение линейной сварки трением для соединения сплавов ВТ 6 и ВТ8-1 // Вестник Уфимского гос. авиац. технич. ун-та. 2012. Т. 16, № 7. — С. 63–67.
10. Анализ, оценка и оптимизация реализации технологии изготовления моноколес компрессоров с использованием линейной сварки трением и технологии изготовления полых широкохордных лопаток вентиляторов облегченной конструкции с использованием сверхпластичного формования и диффузионной сварки. Технический отчет № 5-2355/3-8430. АО НИИТ. — Уфа, 2017.

*А. М. Ахметов<sup>1</sup>, Т. Д. Каримбаев<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>АО НИИТ, Уфа, AkhmetovArsenM@gmail.com

<sup>2</sup>ГГУП «ЦИАМ им. Баранова», Москва, karimbayev@ciam.ru

## **ВЫБОР МАТЕРИАЛА И ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВХОДНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

**Аннотация.** Анализ современных конструкций двигателей показывает, что значительная часть деталей авиадвигателя (кожух, обтекатели, корпусные детали, стойки и закрылки входного направляющего аппарата (ВНА), лопатки вентилятора, лопатки спрямляющих аппаратов, лопатки перепуска воздуха, рабочие лопатки и кольца корпуса и др.) компрессора могут быть изготовлены из КМ.

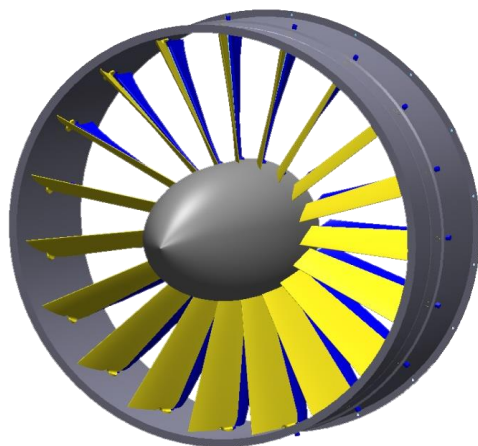
Проведенные исследования позволили создать опытные технологии изготовления деталей модуля ВНА и других деталей из ПКМ. Кроме того, освоен способ изготовления монолитных конструкций путем ступенчатого отверждения из термопластичного материала. Использование ПКМ в деталях ВНА авиационных двигателей позволит снизить вес конструкции, что приведет к топливной экономичности и к увеличению тяговооруженности самолета. Рассмотрены основные этапы изготовления макета сектора модуля ВНА и описаны достоинства применяемых технологий и материалов.

### **Вводная часть**

Входной направляющий аппарат (ВНА) КНД (рис. 1) предназначен для создания закрутки воздушного потока, поступающего на рабочие лопатки первой ступени компрессора, с целью снижения относительных скоростей и получения оптимальных углов набегания потока на профиль рабочей лопатки. Современная конструкция ВНА состоит из наружного корпуса, неподвижных лопаток (стоек), подвижных лопаток (закрылков), входного обтекателя (кока), внутреннего корпуса, узла регулировки положения закрылков. Конструкция неразборная (кроме кока) изготавливается в основном из титановых сплавов.

Для регулирования объема входящего воздуха на выходе ВНА (рис. 1) непосредственно за стойкой устанавливается подвижная лопатка (закрылок). Количество закрылков равно числу стоек. Между соседними закрылками имеется жесткая механическая связь (узел регулировки положения закрылков). Вращаясь, закрылок перекрывает сечение канала и регулирует объем воздушного потока.

Для предотвращения обледенения ВНА при эксплуатации ГТД в условиях высокой влажности и низких температур (ниже 0 °С, облака с переохлажденными водяными каплями и T = -20 °С и ниже) в конструкцию встраивается противообледенительная система (ПОС). Система подогревает корпус, стойки, кок. В качестве рабочего тела используется горячий воздух компрессора, горячее масло, горячие газы, противообледенительная жидкость, а также электроподогрев.



**Рис. 1.** Регулируемый входной направляющий аппарат КНД

Важной задачей, стоящей перед конструкцией современного ВНА, является повышение радиолокационной незаметности двигателя. С этой целью стойке и закрылкам придается определенная закрутка, позволяющая перекрывать канал и визуально блокировать прохождение лучей радара, а на поверхность или в тело используемого материала наносится специальный материал, взаимодействующий с излучением и блокирующий его или рассеивающий.

Анализируя конструкции ВНА и переход к КМ, можно сделать вывод, что развитие техники в этой области не стоит на месте и постоянно совершенствуется. И то, что ранее считалось не применимым, сейчас — необходимость, без которой дальнейшее продвижение невозможно.

Требования к материалам, используемым в ВНА ГТД, непосредственно вытекают из требований, предъявляемых к авиационным компрессорам и ко всему двигателю в целом. От снижения массы компрессора зависит удельная масса двигателя, так как он (компрессор) составляет значительную часть двигателя.

Наполнители, используемые в ПКМ, должны обладать высокой прочностью, упругостью, теплостойкостью. Наиболее полно удовлетворяют этим требованиям наполнители на основе непрерывных стеклянных, углеродных, борных и органических волокон, а также на основе крученых нитей, жгутов (ровингов), ткани.

Связующие, используемые в ПКМ, должны обладать хорошей адгезией к наполнителям, достаточной податливостью для передачи и перераспределения нагрузок между элементами наполнителя и в то же время высокой прочностью, упругостью, теплостойкостью и сопротивляемостью к воздействию внешней среды. Связующие должны иметь хорошие технологические свойства как на стадии получения полуфабрикатов (препрегов), так и при формовании деталей.

Для формования деталей применяют гидравлические прессы. При прессовании малогабаритных деталей гидравлические прессы оборудуются нагревательными плитами, а при прессовании крупногабаритных деталей стационарные пресс-формы оборудуются индивидуальным обогревом. Технологическую оснастку (пресс-формы) необходимо изготавливать из сталей, вследствие высоких требований, предъявляемых к деталям по точности форм и размеров, низкой шероховатостью и величины давления развиваемого при прессовании (0,2...120 МПа) [8].

Возможность получения деталей заданной формы и размеров за один рабочий ход машины прессованием заставляет предъявлять конструкции детали требования обеспечения высокого уровня технологичности.

Точность размеров детали зависит от колебания расчетной усадки материала, конфигурации и размеров детали, способа подготовки сырья, точности конфигурации пресс-форм, величины технологических уклонов и технологических режимов.

При создании деталей ГТД из ПКМ необходимо учитывать анизотропию их механических свойств. Поэтому детали по возможности должны быть нагружены в направлении ориентации наполнителя.

Применение в конструкции входного направляющего аппарата (ВНА) современных композиционных материалов значительно снизит его массу, приведет к улучшению эксплуатационных характеристик, сократит сроки его изготовления.

Сохраняя все технические требования к изделию, определяя основные критерии применения КМ в нем, подразумевается получение готового продукта с прочностными характеристиками, не уступающими металлическому прототипу, имеющего улучшенные весовые, стоимостные и другие качества. При этом определение — «конструкция изделия», как состоящая из отдельных элементов в металле, в композитном варианте приобретает более широкое понятие. Возникает понятие «внутренняя конструкция материала». Замена материала одного на другой имеет ряд задач. Это выбор входящих в него компонентов, проектирование конструкции КМ поддетально, перепроектирование облика изделия под свойства КМ и применяемую технологию с сохранением его функций, выбор технологии изготовления изделия [3].

### **Основная часть**

Предлагаемое улучшение в изделии — это замена материала на полимерные композиционные материалы (ПКМ). Применение ПКМ в ВНА позволит улучшить технические и эксплуатационные характеристики двигателя. Из достоинств применения и общеизвестных фактов формируются основные преимущества ВНА, изготовленного из ПКМ:

А именно:

- снижение весовых характеристик ВНА, что повышает топливную экономичность;

- возможность применения электрической противообледенительной системы и использование гидрофобных покрытий, позволяющих уменьшить контакт с водяными каплями;
- возможность изготовления радиоэкранирующих и радиопоглощающих конструкций ВНА с использованием в качестве основы стеклонаполненных радиопрозрачных композитов;
- повышение боевой и аварийной живучести за счет непробиваемости корпусов при обрыве лопаток [3];
- сочетание низкой плотности с высокими удельными прочностными характеристиками (динамическая прочность, статистическая прочность, жесткость);
- низкая стоимость изготовления изделий относительно изготовления аналогичных изделий из металла;
- повышение предела выносливости;
- химическая стойкость;
- возможность отстройки от опасных частот, вследствие которой повышается живучесть и снижается уровень шума изделия;
- возможность получения ВНА сложной формы.

Выбранное направление изготовления ВНА основано на применении монолитной технологии, описанной в патенте № 2432502 «Способ изготовления рабочего колеса центробежного компрессора», и с применением термопластичных КМ.

В связи с применением данных технологий выделим дополнительные преимущества применения ПКМ для ВНА:

Применение монолитной конструкции ВНА по сравнению со сборной из отдельных деталей:

- снижение в массе до 40 %;
- увеличение точности за счет исключения операций болтовой сборки стоек;
- уменьшение затрат на изготовление за счет снижения количества операций.

По сравнению с ВНА, изготовленным из традиционных ПКМ на основе терморезистивных смол, ВНА из термопластичных КМ обладает дополнительными достоинствами:

#### 1. Эксплуатационными:

- ремонтпригодность (материал легко сваривается);
- на 20–40 % выше стойкость к ударным нагрузкам и локальным повреждениям;
- высокая устойчивость к воде и дождевой эрозии;
- химическая стойкость, в том числе к авиационным топливам и маслам;
- огнестойкость, пониженное дымообразование и токсичность.

## 2. Технологическими:

- возможность формирования деталей на оборудовании для обработки металлов (штамповкой, давлением, прокаткой) (что значительно экономит средства при переходе на производство деталей из КМ);
- короткий (от 10 до 60 мин.) цикл формирования;
- возможность переформовки бракованных изделий;
- коэффициент использования материала до 95 %;
- неограниченный срок хранения полуфабрикатов и готовых изделий [4].

В разработке надежных конструкций из ПКМ одним из важнейших звеньев является технологический процесс изготовления деталей, так как сам композиционный материал создается в процессе изготовления деталей. Основой технологических процессов изготовления деталей ВНА (стоек, закрылков, кока, корпусов) является расположение армирующих элементов, пропитанных связующим, с последующим формованием в пресс-форме при соответствующих температурных режимах.

Ключевыми задачами, которые комплексно были решены при разработке конструкции и технологии, а также при изготовлении сектора входного направляющего аппарата ГТД преимущественно из термопластичных композиционных материалов, являются:

### 1. Проведение экспериментальных исследований:

- сравнительных испытаний образцов, выполненных по различным технологиям изготовления;
- сравнительных испытаний образцов с различными типами связующих;
- сравнительных испытаний образцов с различными армирующими наполнителями.

### 2. Проведение предварительных расчетов напряженно-деформированного состояния деталей ВНА, позволивших:

- конструктивными мероприятиями (увеличение критических толщин и радиусов и т. п.) уточнить конструкцию ВНА с целью нивелирования критической напряженности отдельных его деталей;
- увеличить жесткость крепления закрылков в ВНА путем изменения конструкции;
- изменить конструкцию внешнего корпуса путем внедрения внешней накладки в монолитную стоечную часть;
- уточнить конструкцию поворотной лопатки [5].

### 3. Изготовление универсальной технологической оснастки для изготовления по различным технологиям следующих деталей ВНА:

- монолитной стоечной части, состоящей из стоек, внешнего и внутреннего корпуса, установочной намотанной накладки, содержащей титановые втулки и кольца;



- поворотных лопаток, содержащих титановые вставки;
- входного обтекателя.

4. Проектирование конструкции деталей модуля ВНА из ПКМ для каждого из вариантов технологий изготовления:

- прямое прессование предварительно пропитанных термопластом слоев ткани (растворная технология);
- прямое прессование слоев стеклоткани с применением пленочного термопластичного связующего (пленочная технология);
- заливка на термопласт-автомате стеклонаполненного термопластичного материала (литьевая технология);
- пропитка под давлением в закрытую пресс-форму, с уложенными сухими слоями стеклотканей, реактопластичного связующего (метод VARTM);
- прямое прессование уложенных трикотажных материалов с пленочным связующим (трикотажно-пленочная технология).

5. Изготовление и модернизация технологического оборудования для создания технологий:

- изготовление ровинга высокомодульного стеклянного жгута РВМПН-10-400-19, пропитанного термопластичным связующим ПСФ-230;
- изготовление листового материала на основе высокомодульной стеклоткани Т-53-19, пропитанного термопластичным связующим ПСФ-230;
- пропитка под давлением сухого пакета реактопластичным цианэфирным связующим ВСТ-1210;
- литье под давлением в форму стеклонаполненного термопластичного материала FZ-1130-D5.
- сухая намотка каркаса поворотных лопаток из высокомодульного ровинга РВМПН-10-400-14 (создание программ автоматизированной намотки);
- намотка ровинга РВМПН-10-400-19, пропитанного термопластичным связующим ПСФ-230.

После комплексного анализа перечисленных задач были выбраны основные направления изготовления деталей.

Сравнив технологические и эксплуатационные свойства входного обтекателя, выполненного из реактопластичного связующего (рис. 2, а), была применена технология трикотажного плетения из кремнеземного волокна с последующим прессованием с пленочным термопластичным связующим (рис. 2, б).

Использованию трикотажа в конструкции способствовали три основных преимущества перед остальными видами текстильного сырья: высокая производительность трикотажного оборудования, возможность получения заготовок заданной формы и способность трикотажа к большим деформациям [6].

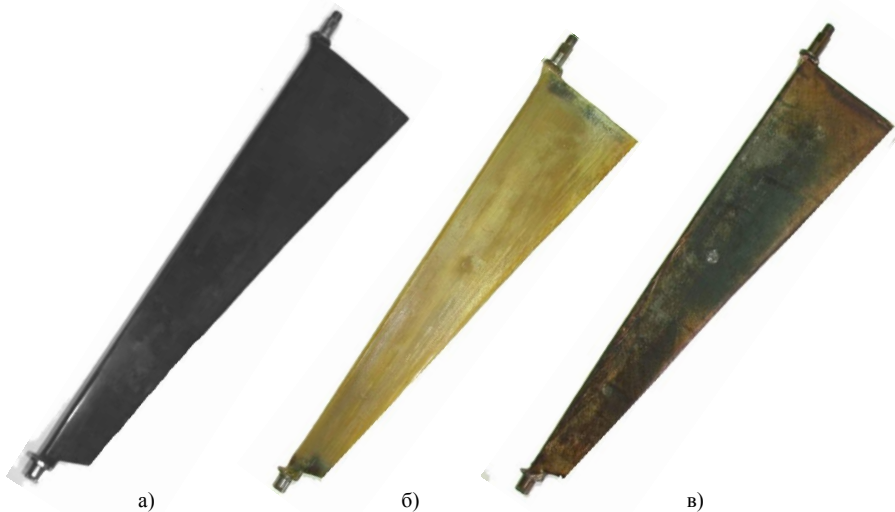


**Рис. 2, а.** Входной обтекатель ВНА из ПКМ на матрице из реактопласта



**Рис. 2, б.** Входной обтекатель ВНА из ПКМ на термопластичной матрице

Высокие значения его деформативности ( $\geq 3,5\%$ ) и откольной прочности ( $\geq 250$  МПа) свидетельствуют о высокой стойкости термопласта к удару [6], что является решением актуальной проблемы для деталей ВНА при столкновениях с птицами и посторонними предметами [7].



**Рис. 3.** Поворотная лопатка ВНА из ПКМ:

а) на термопластичной матрице (растворная технология); б) на матрице из реактопласта (технология VARTM); в) на термопластичной матрице (пленочная технология)

Для поворотной лопатки также сравнивались несколько технологий изготовления, конструкций и свойств материалов. Среди них растворная технология изготовления полуфабрикатов для лопатки показала себя лучшим образом (рис. 3, а), проявив преимущества описанные выше над технологией пропитки реактопластичным связующим (рис. 3, б) и технологичнее пленочной технологии изготовления (рис. 3, в).

При выборе материала и технологии изготовления для монолитной стоечной части модуля ВНА упор делался на применении монолитной технологии, описанной в патенте РФ № 2432502. Учитывалась возможность ступенчатого прессования. Формование в отдельной пресс-форме стоек с непрессованными концами (рис. 4), секторов внешнего (рис. 5, а) и внутреннего корпусов (рис. 5, а) с дальнейшей сборкой в монолитную конструкцию. Заднее кольцо было изготовлено из оргстекла для наглядной демонстрации заделки поворотных лопаток.

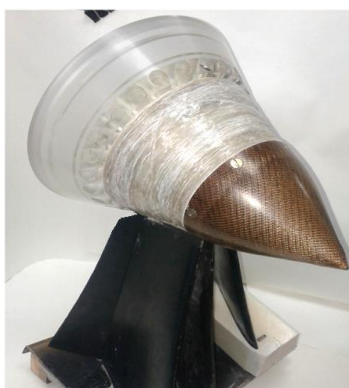


**Рис. 4.** Отпрессованная стойка модуля ВНА

В результате сборки отдельных деталей был собран макет сектора модуля ВНА преимущественно из термопластичных композиционных материалов (рис. 5, б).



а)



б)

**Рис. 5.** Изготовление сектора

а) сектор монолитной стоечной части; б) макет сектора модуля ВНА из КМ

## Заключительная часть

Представлено одно из возможных решений изготовления модуля ВНА из полимерных композиционных материалов, основанное на комплексном сравнении различных КМ-материалов, технологий изготовления, опыте конструирования ВНА прежних лет, доступности отечественных комплектующих и технологичности изготовления каждой из деталей модуля. Структурирование большого объема сравнительных данных испытаний для различных типов композиционных материалов будет служить дальнейшим направлением развития технологии изготовления модуля ВНА из КМ. На основе этих данных будут проведены расчеты НДС модуля с различными вариантами комбинации технологий и оптимизации за счет проектирования критических мест конструкции.

Особое место в дальнейших исследованиях по данной теме занимают вопросы улучшения технологичности перспективных технологий, паспортизация и организация серийного производства разработанных материалов.

## Литература

1. *Ахметов А. М., Кондратец С. В., Перлов С. В.* Технология и оборудование для изготовления корпусных и роторных деталей ГТД методом намотки из ПКМ. — М., Авиационная промышленность. № 2. 2013.
2. *Ахметов А. Н., Никитин С. Н., Юрьев В. Л., Каримбаев Т. Д.* Опыт изготовления сектора входного направляющего аппарата из композиционных материалов для перспективного авиационного двигателя. Материалы III Всероссийской научно-технической конференции «Материалы и технологии нового поколения для перспективных изделий авиационной и космической техники». — М., 2017.
3. *Михайлин Ю. А.* Специальные ПКМ. — СПб.: Научные основы и технологии, 2009. — 660 с.
4. *Ахметов А. М., Никитин С. Н., Юрьев В. Л., Каримов И. Г.* Применение композиционных материалов для изготовления входного направляющего аппарата ГТД // Научный журнал «Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета». Т. 19, № 3 (69) — Уфа: УГАТУ, 2015.
5. *Петрова Г. Н., Бейдер Э. Я.* Конструкционные материалы на основе армированных термопластов. М.: Российский химический журнал. Т. LIV, № 1. 2010.
6. *Ахметов А. М., Филиппов А. А., Жернаков В. С.* Расчет НДС композитного и титанового варианта поворотной лопатки входного направляющего аппарата // Наука — производству: ежегодный научно-технический сборник. Вып. 10. — Уфа: УГАТУ, 2017. — 226 с.
7. *Шленникова О. А.* Трикотаж для стекло- и углепластиков // Вопросы науки и техники: материалы международной заочной научно-практической конференции, 2012.
8. *Ахметов А. М., Каримов И. Г., Ахметвалеев Р. А., Мифтахова Г. В.* Изготовление деталей входного направляющего аппарата из композиционных материалов // Мавлютовские чтения. Т. 3 «Механика процессов деформирования и разрушения вязкоупругопластических тел»: материалы российской научно-технической конференции. — Уфа, 2016.

# НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАБОТЫ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

---

УДК 620.22

*Е. А. Тихомирова, И. Г. Грандильевская, А. С. Киц*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
klimov@klimov.ru

## **ВЛИЯНИЕ МАКРОСТРУКТУРЫ ОТЛИВОК ЛОПАТОК ИЗ СПЛАВА ЖС6К НА КОРРОЗИОННЫЕ И ТЕРМОУСТАЛОСТНЫЕ СВОЙСТВА ЛОПАТОК**

**Аннотация.** Настоящая работа посвящена актуальному вопросу исследования влияния макроструктуры отливок лопаток из широко применяемого в авиационных газотурбинных двигателях (АГТД) сплава ЖС6К на коррозионные и термоусталостные свойства лопаток. Приводятся результаты сравнительных коррозионных испытаний отливок лопаток с различной макроструктурой на окисдно-сульфидную коррозию (ОСК) и окисдно-хлоридную коррозию (ОХК) при рабочих температурах лопаток АГТД вертолетных двигателей из данного сплава, а также результаты испытаний лопаток на термоусталость. Результаты исследований показали более низкую коррозионную и термоусталостную стойкость у отливок лопаток с крупнозернистой «столбчатой» макроструктурой. По результатам исследования рекомендована для рабочих лопаток турбины АГТД равноосная макроструктура отливок.

### **Введение**

При входном контроле качества отливок одним из параметров, по которым происходит контроль, является макроструктура.

Макроструктура отливок (их зеренное строение) выявляется в результате процесса травления. Зерна — кристаллы неправильной формы, формирующиеся в результате кристаллизации сплава. Известна зависимость (для сталей) механических свойств от размера зерна, согласно которой мелкозернистая структура обеспечивает оптимальное сочетание прочности, пластичности, вязкости разрушения. Для литейных жаропрочных сплавов данная зависимость сохраняется. При этом наличие большеугловых границ зерен (с разориентацией зерен свыше  $10^\circ$ ) приводит к развитию межзеренного разрушения в результате процессов ползучести, термической усталости, реализующихся при работе АГТД. Наличие разветвленных

границ зерен и сильно разориентированных зерен на входной и выходной кромках отливок лопаток является браковочным признаком для лопаток с направленной или монокристаллической структурой.

Литейный жаропрочный сплав ЖСБК относится к сплавам 1–2-го поколения и предназначен для равноосного литья. Несмотря на массовое применение сплава ЖСБК для лопаток авиационных и стационарных ГТД, данных о влиянии размера зерна на коррозионную, термоусталостную долговечность лопаток практически не опубликовано, в связи с тем что информация по эксплуатационным дефектам, как правило, является закрытой. При этом в настоящее время имеется тенденция к замене лопаток с равноосной структурой на направленную или монокристаллическую. Однако технология равноосного литья на текущий момент является востребованной по экономическим соображениям, и разработка новых сплавов, предназначенных для равноосного литья, продолжается.

Принято рассматривать равноосную макроструктуру как набор зерен округлой формы одинакового размера. Однако при формировании макроструктуры отливок со сложной геометрической формой идеальной равноосной макроструктуры, как правило, не удается получить, что связано с особенностями литейной оснастки и вариацией режимов кристаллизации по телу отливки. Образующаяся совокупность крупных и мелких зерен в теле отливки, не связанная с химической неоднородностью, должна рассматриваться как самостоятельный вид макроструктуры — «смешанный тип».

Контроль макроструктуры отливок является важным элементом в системе контроля качества рабочих лопаток турбин АГТД производства АО «ОДК-Климов» и особенно актуален при привлечении новых поставщиков отливок.

Однако на сегодняшний день нормативно-техническая документация по данному вопросу детально не отработана. Допустимый вид макроструктуры для конкретного типа лопаток не обоснован и значительно различается у организаций — изготовителей отливок и лопаток. Единого руководящего документа ФГУП «ВИАМ» по данному вопросу не существует, а рекомендации по наиболее оптимальной величине, ориентации и расположению групп зерен в поликристаллических объектах и их влияние на конечные свойства лопаток у разных авторов также не отличаются единообразием и достаточной обоснованностью [1–5].

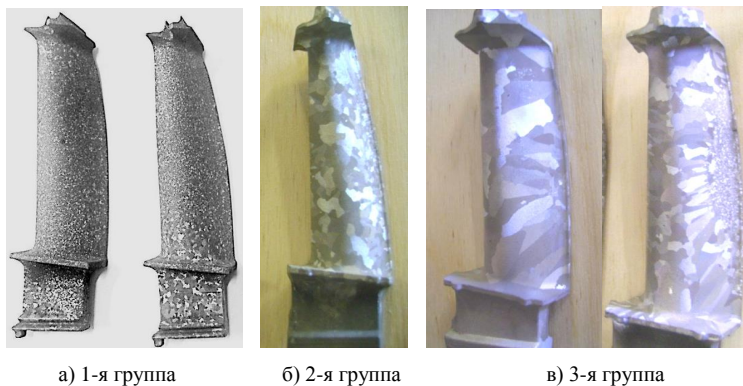
В данной работе исследовалась макроструктура отливок лопаток различных организаций-изготовителей.

После прохождения отливок операции травления общий вид макроструктуры можно разделить по величине и направленности зерен условно на 3 группы (рис. 1):

**1-ая группа:** равноосные зерна с разнонаправленными границами по всей поверхности пера, размером от 0,5 до 3–6 мм. Допускалось наличие более мелкозернистой области на выходной кромке;

**2-ая группа:** наличие однонаправленных (столбчатых) крупных зерен, при соотношении длины зерна к высоте не более 3 : 1 и размере зерна от 2 до 8–10 мм, преимущественно ориентированных перпендикулярно оси лопатки, с выходом границ на входную и выходную кромки;

**3-я группа:** наличие на выходной кромке мелкозернистой области, с последующей преимущественно столбчатой ориентацией кристаллов перпендикулярно оси лопатки без выхода границ на входную кромку. Размер мелкозернистой области от 50 до 100 % протяженности выходной кромки.



**Рис. 1.** Типичный вид макроструктуры, с разделением на группы

Представленный вид макроструктуры отливок с малым и крупным зерном, различной ориентации, свидетельствует об актуальности изучения их поведения в составе двигателей типа ТВЗ-117 и ВК-2500. Требуется установить критерии допустимости той или иной макроструктуры по влиянию на различные свойства лопаток из данного сплава.

Так как ранее использовавшиеся для АГТД лопатки из сплава ЖС6К производства АО «Мотор СИЧ» в основном имели структуру 1-й группы и зарекомендовали себя в эксплуатации, то наибольший интерес представляет исследование отливок со структурой, соответствующей 2-й и 3-й группам.

Целью данного исследования было изучение влияния размера и направления границ зерен на коррозионные и термоусталостные свойства отливок, предназначенных для изготовления рабочих лопаток турбины. При этом было допущено, что коррозионное поведение отливок с различной макроструктурой будет аналогично коррозионному поведению готовых лопаток с такой же макроструктурой.

При наличии данных по коррозионным потерям массы сплава можно в допустимом приближении рассчитать [1; 2; 3; 6] возможные потери механических свойств сплава, т. е. отчасти и ресурсные характеристики турбинных лопаток двигателя по отношению к сложным условиям эксплуатации, когда они работают не только в условиях высокотемпературного окисления, но и в условиях «горячей высокотемпературной» и «горячей низкотемпературной» коррозии.

Так как в работе [1] было показано, что лопатки, имеющие после термообработки крупные столбчатые зерна с однонаправленными границами, значительно

интенсивнее подвергаются коррозионным повреждениям, чем лопатки с разнонаправленными границами (равноосные зерна), то возникает вопрос, как влияет на прохождение коррозионных процессов «смешанный тип» макроструктуры с наличием как мелких, равноосных зерен (в основном — у выходной кромки), так и более крупных зерен со столбчатым строением с разветвленными границами. В соответствии с этим на коррозионные испытания были взяты лопатки 2-й группы (с крупными столбчатыми зёрнами) и 3-й группы (со смешанной структурой).

Рабочие лопатки турбины АГТД эксплуатируются в условиях периодических теплосмен [7–9], что приводит к образованию трещин на кромках. При работе в условиях теплосмен преимущественно входные и выходные кромки лопатки испытывают циклическую деформацию растяжения–сжатия. В связи с этим долговечность лопатки до образования первых трещин должна быть связана с формой и величиной зерна на ее кромках.

Для решения вопроса о влиянии макроструктуры отливок на долговечность лопаток в условиях термоциклирования были проведены сравнительные термоциклические испытания по всем трем группам.

### **Исследование коррозионной стойкости отливок лопаток с различной макроструктурой**

Для исследования коррозионной стойкости отбирались отливки лопаток 2-й группы и 3-й группы с различным размером зерна:

- по три штуки для испытаний стойкости к высокотемпературной оксидно-сульфидной коррозии (ОСК),
- по три штуки отливок 2-й и 3-й группы для испытаний стойкости к высокотемпературной оксидно-хлоридной коррозии (ОХК).

В соответствии с [10], для определения сравнительной стойкости отливок из ЖС6К к ОСК применялся 20%-й солевой раствор смеси 75 %  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  + 25 %  $\text{NaCl}$  в дистиллированной воде, который наносился распылением на предварительно нагретый образец (выплавленную из данного сплава термообработанную лопатку). Солевая нагрузка составляла 1–2 мг/см<sup>2</sup>. Для определения сравнительной стойкости отливок из ЖС6К с разным размером и ориентацией зерен к высокотемпературной оксидно-хлоридной коррозии (ОХК) применялся 3,5%-й раствор синтетической морской соли в дистиллированной воде, который также, как и в случае испытаний на ОСК, наносился распылением на предварительно нагретую лопатку; солевая нагрузка при этом составляла 0,2–0,6 мг/см<sup>2</sup>. Испытания проводились при температуре нагрева 850 °С в течение 10 циклов нагрева-охлаждения по 1 часу, с анализом кинетики процесса (по результатам гравиметрических измерений) и с последующим металлографическим анализом.

Внешний вид отливок рабочих лопаток из сплава ЖС6К с различной величиной зерна во время испытаний на ОСК и ОХК показан на рисунках 3–4. При этом



внешний вид и результаты металлографических исследований на различных циклах испытаний и при различном составе соли идентичны внешнему виду лопаток, получаемому из эксплуатации двигателей, что может свидетельствовать о правильности выбранной методики испытаний.

Результаты визуального контроля лопаток 2-й и 3-й группы в среде 75 %  $\text{Na}_2\text{SO}_4 + 25\%$   $\text{NaCl}$  (ОСК) показаны на рисунке 2, в среде морской соли (ОХК) — на рисунке 3. По внешнему виду существенных отличий на лопатках с макроструктурой 3-й группы (с наличием более мелких зерен) и на лопатках 2-й группы (с более крупным зерном) не наблюдается (рис. 2, 3) как при испытаниях на ОСК, так и на ОХК. В целом в среде с морской солью (ОХК), вплоть до 10-го цикла испытаний, отливки корродируют с меньшей интенсивностью.



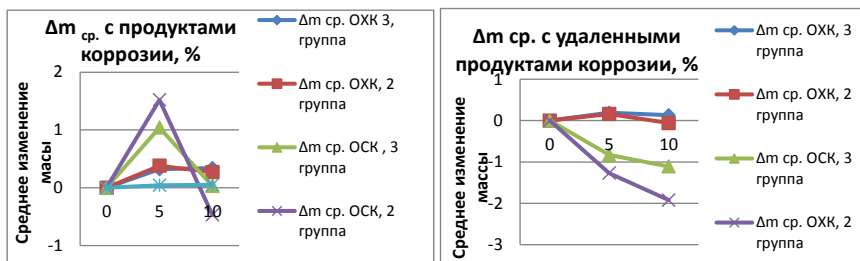
**Рис. 2.** Вид отливок после испытаний в среде 75 %  $\text{Na}_2\text{SO}_4 + 25\%$   $\text{NaCl}$  (10 циклов) — ОСК



**Рис. 3.** Вид отливок после испытаний в среде с морской солью — ОХК

Усредненные результаты взвешивания отливок (удельные изменения массы, в  $\text{г}/\text{см}^2$ ) в процессе испытаний заносились в таблицу, по табличным данным построены графики относительного изменения массы отливок (относительно исходной, в %  $(m - m_0)/m_0 * 100\%$ ), среднего для трех параллельных испытаний по одной группе макроструктуры отливок ( $\Delta m_{\text{ср}}$ ), при испытаниях стойкости к ОХК и ОСК (см.

рис. 4 а, б), для двух случаев: с удалением продуктов коррозии и без удаления. По вертикальной оси указано среднее изменение массы отливок в процентах, по горизонтальной оси — циклы «0», «5», «10», в которых проводились измерения массы.



а) без удаления продуктов коррозии

б) с удалением продуктов коррозии

Рис. 4. Среднее изменение массы отливок

В результате гравиметрических измерений получено:

- У отливок с наличием более мелкого зерна (группа 3) при воздействии морской соли (ОХК) в испытаниях без удаления продуктов коррозии появляется небольшая прибыль массы (не более 0,5 %). У отливок с большим столбчатым зерном (группа 2) есть тенденция к уменьшению массы после 5-го цикла (рис. 4, а).
- У отливок обеих групп при испытаниях стойкости ОСК в среде, содержащей  $\text{Na}_2\text{SO}_4$ , и приводящей к катастрофической окисно-сульфидной коррозии лопаток, при исследовании кинетики процесса без удаления продуктов коррозии наблюдается более сильный прирост массы за 5 циклов. При этом у лопаток с большим зерном (группа 2) прирост массы больше, и в ходе 5–10 циклов, за счет откалывания продуктов коррозии, уже наблюдается убыль массы (до минус 0,5 %). Для лопаток с наличием более мелкого зерна (группа 3) также после 5-го цикла наблюдается тенденция к уменьшению массы, но только до массы, примерно равной исходным значениям (рис. 4, а).
- В испытаниях с удалением продуктов коррозии для испытания в среде морской соли (ОХК) наблюдается также небольшое изменение (убыль) массы с более сильным воздействием (в пределах — 0,5 %) на лопатки с большим зерном (группа 2) (см. рис. 4, б).
- У всех отливок при испытаниях на ОСК (в среде, содержащей  $\text{Na}_2\text{SO}_4$ ) при исследовании кинетики процесса с удалением продуктов коррозии убыль массы наблюдается на протяжении всех 10 циклов и более выражена у лопаток с большим зерном (группа 2) — у них убыль массы составляет около 2 % против 1 % у отливок с наличием мелких зерен (группа 3) (см. рис. 4, б).

В целом, исходя из гравиметрических измерений в проведенных коррозионных испытаниях, можно сделать вывод, что отливки с большими столбчатыми зёрнами (группа 2) в целом менее стойкие к окисдно-сульфидной и окисно-хлоридной коррозии, изменение их массы при испытаниях за 10 циклов по методике ВИАМ СТП 1-595-5-312-95 достигает 2 %.

### **Результаты металлографического контроля (рис. 5, 6)**

В результате определения суммарной глубины коррозионных повреждений и скорости проникновения коррозии получено:

На рисунке 5, а (отливка 3-й группы в среде с морской солью) стрелкой обозначена область, где локальные коррозионные поражения составляют  $\approx 20$  мкм, что свидетельствует о проникновении коррозионного повреждения в тело зерна. Имеются мелкие темные включения, которые указывают на наличие слоя серы в подповерхностной зоне металла. Проникновение коррозии вглубь затруднено наличием карбидных выделений, расположенных по границам зёрен.

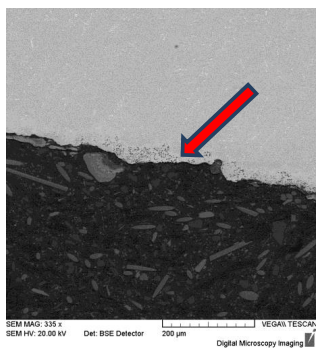
На рисунке 5, б (отливка 2-й группы в среде с морской солью) представлен пример поражения сплошной и язвенной коррозией, область отслоений металла существенно больше и составляет в глубину лопатки  $\approx 200$  мкм, что свидетельствует о проникновении коррозионного повреждения не только в тело зерна, но и с отслоением продуктов коррозии по границам зёрен, и о фронтальной коррозии по поверхности лопатки с заметным уменьшением массы. На поверхности металла присутствуют включения серы.

На рисунке 6, а (отливка группы 3, ОСК) — проникновение коррозии вглубь зёрен незначительно, оно затруднено наличием карбидных выделений, расположенных по границам зёрен. Однако здесь иллюстрируется пример появления трещины от локального коррозионного язвенного поражения перпендикулярно вглубь лопатки и проходящей в основной металл на глубину  $\approx 100$  мкм. Такая трещина проходит по границам столбчатых зёрен (как у отливок 2-й группы). Возникновение такого рода трещин опасно тем, что они развиваются по границам зёрен с большей скоростью, чем по телу зерна. Это может привести как к откалыванию целого столбчатого зерна (или группы зёрен) при дальнейшем коррозионном воздействии, так и к уменьшению прочностных (коррозионно-усталостных) свойств лопатки.

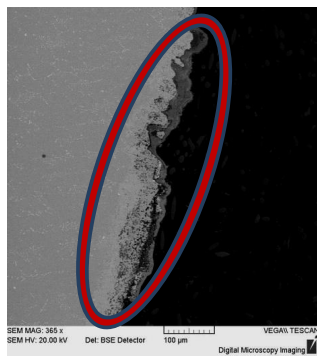
На рисунке 6, б (отливка 2-й группы, ОСК) имеется тенденция к поражению большей области. При таком типе коррозии поражается все зерно ( $\approx 200$  мкм), как и в случае, представленном на рисунках 5, а и 5, б, и что приводит в конечном итоге к фронтальным коррозионным повреждениям, однако интенсивность и размер поражения в данном случае выше, что связано с размером зёрен.

В целом отливки с наличием более мелких зёрен (3-я группа) показывают большую сопротивляемость коррозии, чем отливки 2-й группы с крупными столбчатыми зёрнами при испытаниях на ОСК и ОХК. Это обусловлено тем, что при испытаниях на ОСК и ОХК у сплава ЖС6К коррозионные поражения происходят как

по телу зерна, так и по границам зерен, т. е. у отливок 2-й группы размеры пораженной области больше, чем у отливок с более мелкозернистым строением (3-я группа).

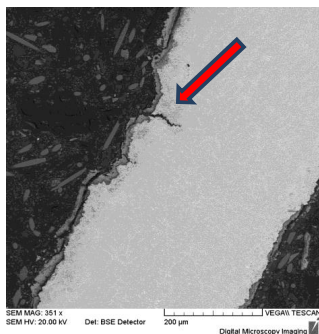


а) группа 3 с наличием малых зерен

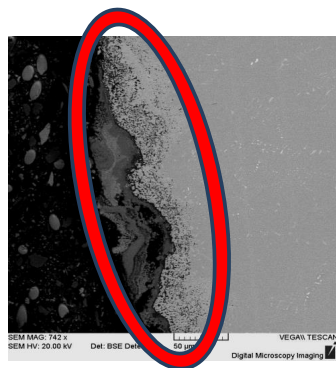


б) группа 2 (крупные зерна)

**Рис. 5.** Испытания в морской соли



а) группа 3 с наличием малых зерен



б) группа 2 (крупные зерна)

**Рис. 6.** Испытания в среде 75 %  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  + 25 %  $\text{NaCl}$

При этом имеет значение форма зерна. Столчатые (вытянутые) зерна медленнее поражаются по телу зерна, однако при наличии коррозионного процесса на границах зерен коррозия переходит в межкристаллитную, и гладкие однонаправленные границы способствуют многократному ускорению коррозионного процесса. Коррозионное поражение усугубляется, и скорость отслаивания продуктов коррозии, влияющая на механические (прочностные) свойства [6], становится во много раз больше, чем при коррозионном поражении в теле зерна. Особенно этот процесс опасен, когда крупные столчатые однонаправленные

зерна выходят на кромки лопатки, и коррозионное повреждение, происходящее преимущественно по механизму межкристаллитной коррозии, перерастает в трещины и откалывания кусков лопаток.

Наиболее благоприятной макроструктурой с точки зрения сопротивления коррозионному воздействию является структура с разной величиной, направлением и формой зерна. На поверхности возможно присутствие мелкозернистой области с дальнейшим увеличением размера зерна в тело отливки (т. е. макроструктура группы 3), поскольку выявлено, что проникновение коррозии вглубь затруднено наличием карбидных выделений, расположенных по границам зерен.

Наименее благоприятной является макроструктура 2-й группы, что совпадает с выводами [1].

### Исследование термоусталостной долговечности

Исследование термоусталостной долговечности отливок рабочих лопаток 2-й степени из сплава ЖС6К проводилось на базе 500 циклов по режиму  $20 \leftrightarrow 900$  °С в электропечи без защитной атмосферы. Перед началом испытаний отливки проконтролированы на отсутствие металлургических дефектов при помощи неразрушающего капиллярного контроля методом ЛЮМ-33ОВ. На отливках были приварены хромель-алюмеливые термодатчики. Достижение заданной температуры фиксировалось при помощи датчика Термодат-14Е5. Термический цикл задавался по следующему режиму  $20 \leftrightarrow 900$  °С: нагрев 5 минут, выдержка 2 минуты, охлаждение 6 минут (схемы цикла на рис. 7). При наличии конструктивного (жесткого) стеснения свободной термической деформации и исходя из данных термического цикла, упругопластическая деформация будет осуществляться со скоростью  $\approx 10^{-4}$  с<sup>-1</sup>, т. е. как и в испытаниях на растяжение. По расчетным данным, величина упругопластической деформации при абсолютно жестком стеснении должна составлять не более 1,35 %.

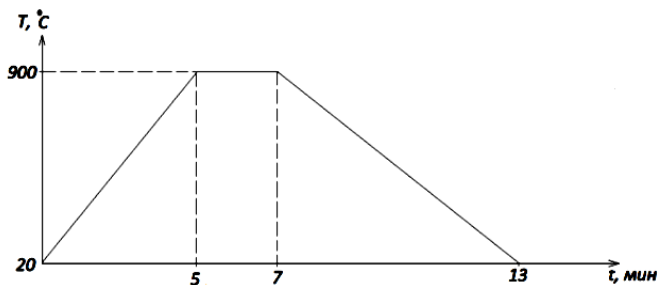
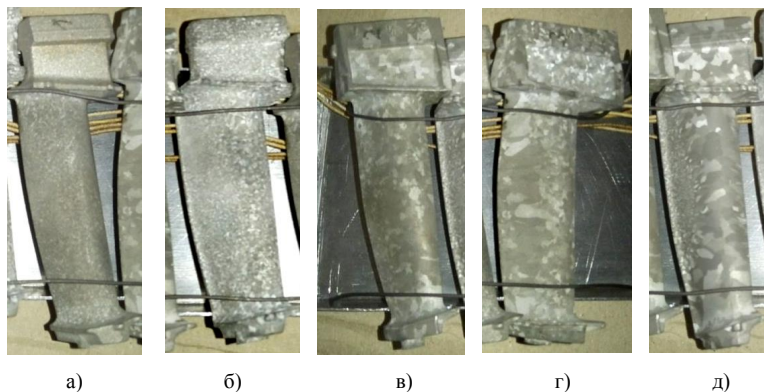


Рис. 7. Схема термоциклирования отливок

Макроструктура лопаток, использованных для исследования на термоусталостную долговечность, показана на рисунке 8.

Данные периодического неразрушающего контроля после испытаний представлены в таблице 1.



**Рис. 8.**

Макроструктура лопаток, использованных для исследования на термоусталостную долговечность

- а) отливка усл. № 1, 1-я группа, равноосная мелкозернистая структура, размер зерна до 1 мм по всей отливке;
- б) отливка усл. № 2, 1-я группа, равноосная мелкозернистая структура, размер зерна 0,5 мм по всей отливке;
- в) отливка усл. № 3, 1–2-я группа, неравноосная структура со средними и мелкими зёрнами, столбчатая направленность зёрен, в том числе у выходной кромки, размер зерна от 0,5 до 3 мм;
- г) отливка усл. № 4, 2-я группа, неравноосная «столбчатая» крупнозернистая структура, размер зерна от 1 до 5 мм;
- д) отливка усл. № 5, 3-я группа, неравноосная «смешанная» структура с выходом столбчатых зёрен на выходную кромку.

Таблица 1

**Термоциклирование лопаток в печи с промежуточным контролем на выявление трещин при помощи капиллярного контроля ЛЮМЗЗ-ОВ**

Название отливки	Группа по размеру макрозерна	100 циклов	200 циклов	300 циклов	400 циклов	500 циклов
Отливка ОАО «Мотор Сич», усл. № 1 (рис. 8, а)	1-я группа, равновесная мелкозернистая структура, размер зерна до 1 мм по всей отливке	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет

Название отливки	Группа по размеру макрозерна	100 циклов	200 циклов	300 циклов	400 циклов	500 циклов
Отливка ООО «Точка плав-ления», усл. № 2 (рис. 8, б)	1-я группа — равновесная мелкозернистая структура, размер зерна 0,5 мм по всей отливке	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет
Отливка ОАО «ММП имени В. В. Чернышева», усл. № 3 (рис. 8, в)	1–2-я группа, — неравно-весная структура со средними и мелкими зёрнами, столбчатая направленность зёрн, в том числе у выходной кромки, размер зерна от 0,5 до 3 мм	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещина размером 1,0 мм на выходной кромке	Трещина размером 1,1 мм на выходной кромке
Отливка ОАО «ММП имени В. В. Чернышева», усл. № 4, (рис. 8, г)	2-я группа — неравно-весная столбчатая крупнозернистая структура, размер зерна от 1 до 5 мм	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещина размером 0,7 мм на выходной кромке	Трещина размером 0,8 мм на выходной кромке
Отливка ООО «Точка плав-ления» усл. № 5, (рис. 8, д)	3-я группа — неравно-весная смешанная структура с выходом мелких зёрн на выходную кромку	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет	Трещин нет

Выводы по предпочтительности макроструктуры по результатам термоустойчивых испытаний:

- отливки с мелкозернистой равноосной макроструктурой (рис. 8, а, б и таблица 1) показали отсутствие трещин до 500-го цикла включительно;
- отливки со «смешанной» макроструктурой (с выходом более мелкозернистой структуры на выходную кромку и более крупными, частично столбчатыми зёрнами в средней части лопатки и частично вблизи входной кромки (рис. 8, д и таблица 1), показали отсутствие трещин до 500-го цикла включительно;
- после 400 термоциклов начинается появление трещин на отливках из ЖС6К (с равноосной макроструктурой, с размером зерна от 0,5 до 3 мм и частичным выходом крупных столбчатых зёрн на выходную кромку (рис. 8, в), и на отливках с крупнозернистой структурой, преимущественно однонаправленной (с размером зерна 1–5 мм по всей отливке — см. рис. 8, г).
- скорость роста трещин при термоциклировании в условиях печного нагрева и воздушного охлаждения на отливках с крупнозернистой и столбчатой макроструктурой (рис. 8, в, г и таблица 1) составляет ~1 мкм/цикл.

## Выводы

1. В результате исследований показано, что наиболее благоприятной макроструктурой с точки зрения сопротивления коррозионному и термоциклическому воздействию является равноосная структура (группа 1) с величиной зерна 0,5–2,0 мм. На поверхности возможно присутствие мел-

козернистой области с дальнейшим увеличением размера зерна в тело отливки (т. е. макроструктура группы 3), поскольку выявлено, что проникновение коррозии вглубь затруднено наличием карбидных выделений, расположенных по границам зерен.

2. Результаты исследований на коррозию и термоусталость показали допустимость использования в производстве отливок с величиной и направлением зерна, соответствующими не только группе 1 (равноосная структура по всему перу с размером зерна 0,5–2 мм), но и макроструктуры «смешанного типа» с мелкозернистой равноосной структурой у выходной кромки и более крупными, частично столбчатыми зёрнами в середине пера и, частично, вблизи входной кромки (с соотношением длины к ширине зерна не более 2 : 1), а также недопустимость использования в производстве отливок лопаток крупнозернистой «столбчатой» макроструктуры с размером зерна 3–10 мм.
3. В результате данных исследований даны рекомендации по допустимости макроструктуры для контроля качества отливок рабочих лопаток 2-й ступени турбины из сплава ЖС6К.

## Литература

1. *Никитин В. И.* Коррозия и защита лопаток газовых турбин. — Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1987. — 272 с.
2. *Гецов Л. Б.* Материалы и прочность деталей газовых турбин. Книга 1. — Рыбинск: Газотурбинные технологии, 2010. — 469 с.
3. *Абрамов Н. В., Елисеев Ю. С.* Химико-термическая обработка жаропрочных сталей и сплавов. — М.: Интермет Инжиниринг, 2001. — 615 с.
4. *Ляхтин Ю. М.* Металловедение и термическая обработка металлов: учебник для вузов. Издание 3-е. — М.: Металлургия, 1983. — 360 с.
5. *Геллер Ю. А., Рахштадт А. Г.* Материаловедение. — М.: Металлургия, 1975. — 445 с.
6. *Багерман А. З.* Обеспечение надежной эксплуатации газотурбинных двигателей в морских условиях: монография. ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — СПб, 2010. — 132 с., ил.
7. *Третьяченко Г. Н., Картинос Б. С., Барило В. Г.* Разрушение материалов при циклических нагревах. — Киев: Наукова думка, 1993. — 288 с.
8. *Мэнсон С. С.* Температурные напряжения и малоцикловая усталость. — М. Машиностроение, 1974. — С. 213.
9. *Тихомирова Е. А., Азизов Т. Н., Сидохин Е. Ф.* Особенности деформации жаропрочных никелевых сплавов при термическом воздействии // Технология металлов. 2013. № 7. — С. 14–18.
10. СТП 1-595-5-312-95 ФГУП «ВИАМ» — Испытания жаропрочных сплавов и защитных покрытий на стойкость к высокотемпературной солевой и сульфидно-оксидной коррозии. — Изд-во ФГУП ВИАМ, 1995.



## ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНЫХ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ СТОЙКОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

*С. Р. Музафарова<sup>1</sup>, Т. О. Иванова<sup>2</sup>, Г. С. Севальнев<sup>3</sup>*

<sup>1</sup>АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург, klimov@klimov.ru

<sup>2</sup>АО «ММП им. В. В. Чернышева», ivanova\_t@avia500.ru

<sup>3</sup>ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ, herman92@mail.ru

**Аннотация.** Настоящая работа посвящена актуальному вопросу исследования влияния факторов, которые могли неблагоприятно влиять на работу подшипников качения из стали ЭИЗ47-Ш в эксплуатации. Выполнены металлографические исследования, фратографические исследования, определено содержание общего и диффузионно-подвижного водорода и замерены значения величин поверхностных сжимающих напряжений. В результате проделанной работы было высказано предположение о наличии связи между диффузионно-подвижным водородом (д. п. в.) и сжимающими остаточными напряжениями в поверхностном слое и подтверждено негативное влияние водорода.

### Введение

Надежность и работоспособность авиационных газотурбинных двигателей, как отдельных узлов, так и всей конструкции в целом, в значительной степени зависят от совершенства используемых подшипников и правильного учета условий их работы [1].

При идеальных рабочих условиях подшипники качения могут непрерывно эксплуатироваться в течение многих лет. При работе авиационных двигателей на предельных режимах вероятность эксплуатационной повреждаемости подшипников возрастает. Поэтому для правильной ее оценки следует пересмотреть и контролировать ряд конструктивных и производственных факторов.

Согласно технической документации ресурс подшипника качения в газотурбинных двигателях (ГТД) как для двигателя ТВ3-117, так и для двигателя ВК-2500 составляет 1750 часов. Эксплуатационные режимы работы двигателя ТВ3-117ВМА и ВК-2500 примерно одинаковы, за исключением чрезвычайных режимов. В эксплуатации с 2016 г. были отмечены случаи разрушения подшипника 2-й опоры, как на двигателе ТВ3-117, так и на ВК-2500, по причине усталостного выкрашивания металла на беговой поверхности наружного кольца.

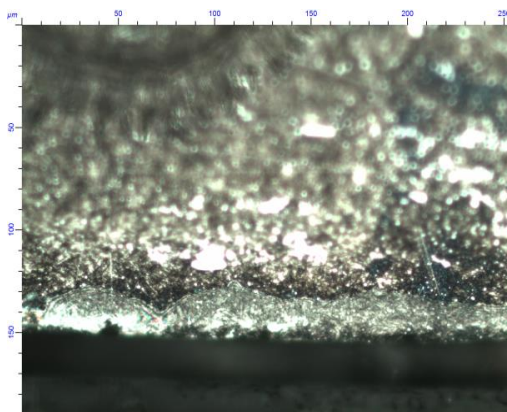
В данной работе рассмотрены отдельные факторы, которые могли неблагоприятно влиять на работу подшипников качения из стали ЭИЗ47-Ш в эксплуатации.

## Проведение исследований

Карбидная неоднородность в виде строчечного распределения карбидов имеет технологическое (металлургическое) происхождение и может быть одним из факторов, влияющих на возникновение эксплуатационного дефекта. Была исследована микроструктура наружного (внешнего) кольца и шариков подшипников качения.

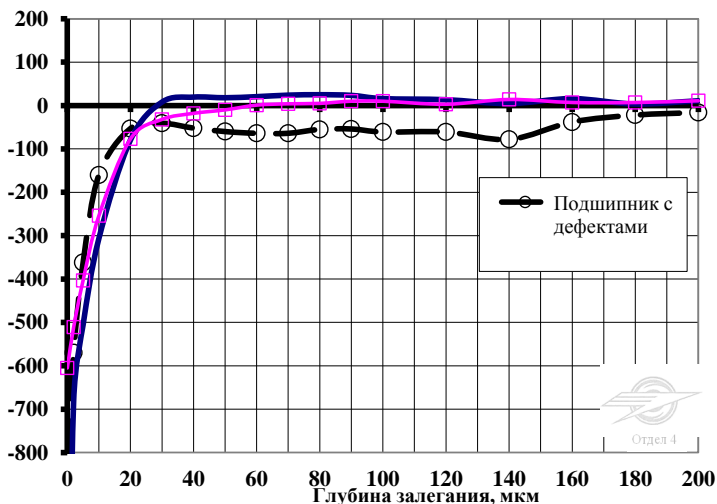
Отмечено, что, при удовлетворительной твердости для деталей в целом, в продольном направлении шлифа наружного кольца микроструктура стали имеет более благоприятную морфологию, чем в поперечном направлении. Это, возможно, связано с нарушением операции термической обработки вследствие неравномерного нагрева по сечению подшипника при изготовлении. Такому изменению структуры могла способствовать неравномерная скорость охлаждения заготовок подшипника при закалке.

На рабочей, контактирующей с телами качения поверхности наружной ободки подшипника после эксплуатации отмечается наклеп, свидетельствующий о наличии высоких сжимающих напряжений в поверхностном слое (рис. 1).



**Рис. 1.** Структура контактирующей с телами качения поверхности наружного кольца подшипника (x500)

Результаты замеров остаточных напряжений по глубине для наружного кольца подшипника с трещинами на рабочей (контактирующей) поверхности (рис. 2), в сравнении с идентичными деталями с большой бездефектной наработкой (сплошная и красная линии), подтверждают сделанные предположения о высоком уровне возникающих в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений.



**Рис. 2.** Распределение остаточных напряжений, в МПа, по глубине для наружного кольца подшипника с трещинами на рабочей (контактирующей) поверхности, в сравнении с идентичными деталями с большой бездефектной наработкой. Измерения выполнены на установке по определению ОН «Тензор»

Другим фактором, который может привести к образованию трещин на контактирующей поверхности наружной обоймы, является повышенное содержание водорода в металле.

Анализ на содержание водорода проводился в соответствии с требованиями ГОСТ 17745-90 «Стали и сплавы. Методы определения газов» с применением анализатора ELTRA ОН 900. По результатам анализа общее содержание водорода в материале наружного кольца исследуемых подшипников в двигателе с наработкой 274 часа и двигателе с наработкой 207 часов составило соответственно 7,3 ppm и 6,1 ppm.

Результаты анализа содержания водорода в материале наружного кольца подшипника с двигателя, у которого наработка подшипника составила 1309 часов, без трещин на беговой дорожке наружной обоймы подшипника, показали, что его содержание не превышает 1,35 ppm.

Исследования диффузионно-подвижного водорода (д. п. в.) проводили на анализаторе водорода АВ-1. Подготовка анализатора водорода и образцов производилась в соответствии с ГОСТ 21132.1-98. От наружных колец отрезались образцы размером  $\varnothing 4 \times 7$  мм и испытывались при температуре 520 °С в течение 2 часов.

Результаты исследований приведены в таблице 1. Образцы № 1 и № 2 соответствуют наружному кольцу с большой бездефектной наработкой, образец № 3 вырезан из наружного кольца с поперечными трещинами на беговой дорожке после эксплуатации.

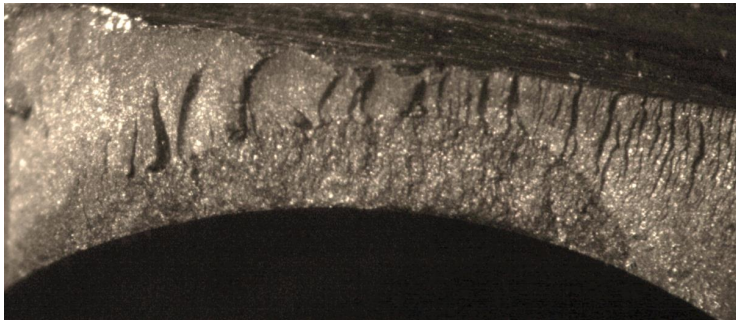
**Содержание диффузионно-подвижного водорода (д. п. в.) в образцах из  
наружных колец подшипников**

№ образца	Массовое содержание водорода, %	Объемное содержание водорода, см <sup>3</sup> / 100 г
1	0,000019	0,210
2	0,000016	0,175
3	0,000054	0,600

Повышенное содержание д. п. в. также является одним из факторов, который мог привести к образованию поперечных трещин на беговой дорожке наружного кольца подшипника и выходу его из строя в эксплуатации [2].

Исследование изломов вскрытых поперечных трещин проводилось с помощью бинокулярных стереоскопических микроскопов МБС-10 и MEIJI TECHNO, а также с помощью растрового электронного микроскопа TESCAN VEGA 5130 LM.

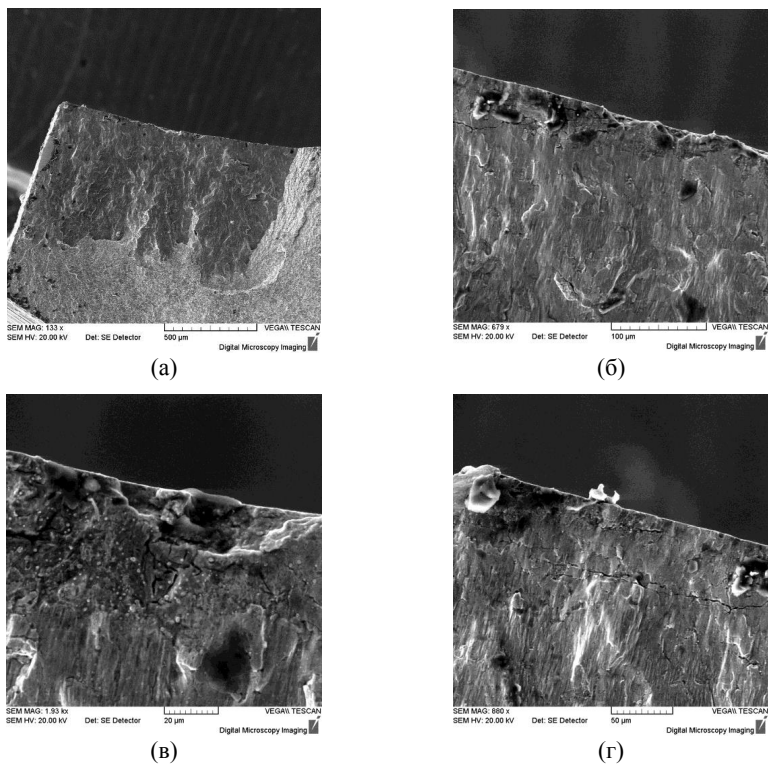
Фрактографическими исследованиями показано, что усталостному выкрашиванию поверхности способствовало возникновение статических поперечных микротрещин на беговой дорожке наружного кольца подшипника (рис. 3). Наличие развитого рельефа, возникшего при доломе, над серповидной поверхностью излома свидетельствует о проявлениях локальной пластической деформации двойникованием из-за наличия значительных объемных остаточных напряжений, возникших, по всей видимости, при изготовлении детали наружного кольца.



**Рис. 3.** Панорама вскрытой поперечной трещины на поверхности беговой дорожки наружного кольца подшипника

Случаем, подтверждающим влияние технологического фактора на происхождение поверхностной трещины на беговой поверхности наружного кольца под-

шипника при эксплуатации, также может служить фрактографическое исследование другой вскрытой трещины (рис. 4).



**Рис. 4.** Строение излома 1. Исследование с помощью сканирующего электронного микроскопа

(а) общий вид; (б) строчечное, волокнисто-полосчатое строение части излома мартенситной структуры; (в) строение поверхностного слоя; (г) поверхностная и подповерхностная структура части излома

Поверхность разрушения основной части излома, характеризующаяся наличием слоистости (строчечное, волокнисто-полосчатое строение), связана с неоднородностью материала и имеет технологическое происхождение на стадии горячей пластической деформации (ковки). Расположение волокна под углом ориентировочно  $90^\circ$  по отношению к беговой дорожке является неблагоприятным как с точки зрения возможного расслоения, так и механических свойств.

Предположительно появление трещины связано с возникновением высоких поверхностных остаточных напряжений сжатия при неблагоприятном строчечном строении материала.

Наличие значительного числа микротрещин в поверхностном слое при наличии карбидной «сыпи» и отличительных строениях поверхностной и подповерхностной зон части излома свидетельствует о возможном неблагоприятном влиянии водорода.

### **Заключение**

Таким образом, не исключено, что появление трещины и развитие усталостного выкрашивания, возможно, связано с возникновением высоких поверхностных остаточных напряжений сжатия при неблагоприятном строчечном строении материала и неравномерном распределении карбидов, а также при повышенном содержании водорода.

В результате проделанной работы было высказано предположение о наличии связи между диффузионно-подвижным водородом (д. п. в.) и сжимающими остаточными напряжениями в поверхностном слое. Вопрос о том, что возникает раньше и способствует дальнейшему развитию дефектов, остается открытым.

Повышенное, более 1,35 ppm, содержание общего водорода способствует, по всей видимости, прерогативному влиянию д. п. в. и является фактором, который может привести к досрочному выходу подшипника из строя при эксплуатации.

Коллектив авторов выражает признательность специалистам АО «ОДК-Климов» А. А. Живушкину и С. В. Малининой, а также начальнику сектора ФГУП «ВИАМ» к. т. н. Н. А. Курляковой за помощь и консультации, оказанные при выполнении работы и написании настоящей статьи.

### **Литература**

1. Авиационные подшипники качения / Р. В. Коросташевский, А. М. Зайцев; под ред. Р. В. Коросташевского. — М.: Оборонгиз, 1963. — 340 с.
2. Высокопрочные коррозионно-стойкие стали современной авиации / науч. ред. А. Г. Братухин. — М.: изд-во МАИ, 2006. — 656 с., ил.

# АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИКИ И УПРАВЛЕНИЯ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

---

*В. Л. Юрьев, С. В. Старочкина, С. Ю. Фомин*

АО НИИТ, Уфа  
uf\_niit@mail.ru

## ОПТИМИЗАЦИЯ ВЫБОРА ОБЪЕКТОВ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ЦЕНТРОВ КОМПЕТЕНЦИИ НА БАЗЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

**Аннотация.** В настоящее время на производственных площадках государственных корпораций инициирована концепция развития отрасли путем создания центров технологических компетенций. Данные центры необходимы для оптимизации соответствующих производств на предприятиях отрасли, снижения расходов на технологическую подготовку и, соответственно, уменьшения себестоимости конечной продукции. Чтобы достигнуть максимального эффекта от создания центра компетенции, необходимо разработать систему показателей, методы расчета и оценки технического уровня предприятий отрасли для выбора оптимальной базы центра компетенции (ЦК). В АО НИИТ разработана методика оптимизации выбора объекта авиадвигателестроительной отрасли, на базе которого предпочтительнее создание ЦК.

С целью оптимизации выбора предприятия отрасли для создания ЦК предлагается проведение оценки научно-технической результативности технологий изготовления ключевых ДСЕ [1].

Научно-техническая результативность технологий определяется балльной оценкой, в качестве основы для определения которой используются данные, представленные предприятиями отрасли, претендующими на создание на их базе ЦК.

Оценка научно-технической результативности технологий производства ключевых ДСЕ проводится по трем группам показателей, имеющим различные значимости:

Группа 1. Показатели организационно-технического уровня производства. Значимость 1-й группы составляет  $K_1 = 0,25$ .

Группа 2. Показатели качества и надежности. Значимость 2-й группы составляет  $K_2 = 0,4$ .

Группа 3. Экономические показатели. Значимость 3-й группы составляет  $K_3 = 0,35$ .

В свою очередь каждая из групп характеризуется определенными параметрами.

**Показатели организационно-технического уровня** включают следующие параметры, имеющие определенные величины значимости, в сумме составляющие 1,0:

1. Удельный объем производства.
2. Оснащенность оборудованием:
  - удельный вес прогрессивного оборудования;
  - удельный вес оборудования повышенной точности;
  - удельный вес станков с ЧПУ;
  - удельный вес устаревшего оборудования;
  - удельный вес физически изношенного оборудования;
  - степень обновления оборудования;
  - средний коэффициент загрузки оборудования.
3. Удельный вес новых перспективных технологий изготовления ДСЕ.
4. Коэффициент применения типовых технологических процессов.
5. Уровень механизации и автоматизации.
6. Требования к квалификации персонала.
7. Съем продукции с 1 м<sup>2</sup> производственных площадей.
8. Выработка на 1 основного производственного рабочего.
9. Наличие свободных площадей на предприятии.
10. Наличие проектов по реконструкции/модернизации производства.

**Показатели качества и надежности** включают следующие параметры, имеющие определенные величины значимости, составляющие в сумме 1,0:

1. Повышение ресурса изделия.
2. Качество изготовления ДСЕ.
3. Повторяемость качества изготовления ДСЕ.
4. Коэффициент технологической сложности по точности.
5. Коэффициент технологической сложности по шероховатости.

**Экономические показатели** включают следующие параметры, имеющие определенные значимости, также составляющие в сумме 1,0:

1. Удельная трудоемкость изготовления ДСЕ.
2. Удельная материалоемкость.
3. КИМ.

При оценке результативности по показателю организационно-технического уровня могут быть включены дополнительные параметры [1], однако их общая суммарная значимость не должна превышать 1,0.



Оценка научно-технической результативности технологий может проводиться по отдельности по следующим производствам: заготовительное, металлургическое, кузнечное, механикообрабатывающее, сборочное или в целом по всей технологической цепочке изготовления ДСЕ.

Методика основана на расчетно-экспертной оценке данных, представленных предприятиями отрасли.

Методика включает следующие этапы:

1. Отбор и обработка исходных данных, полученных от предприятий отрасли.
2. Определение ключевых ДСЕ методом ABC-анализа и выделение группы А (А и В).
3. Определение групп типовых представителей из ключевых ДСЕ (в случае необходимости сокращения расчетов).
4. Заполнение таблицы по оценке научно-технической результативности технологий изготовления ключевых ДСЕ (или их типовых представителей) узлов двигателя по предприятиям отрасли.
5. Проведение оценочных расчетов с учетом коэффициентов значимости.
6. Сравнительный анализ суммарной бальной оценки результативности технологии изготовления ключевых ДСЕ по предприятиям отрасли.

Предприятия отрасли отображают результаты производственной деятельности в части изготовления ДСЕ узлов двигателя в соответствии с нижеследующими:

- Данные по выпускаемой продукции.
- Данные по маршрутным технологиям.
- Данные по оборудованию.
- Данные по организации производства.
- Данные по производственным площадям.
- Данные по персоналу.
- Данные по проектам.
- Данные по энергоресурсам.

Исходные данные по оценке научно-технической результативности технологий изготовления изделий ДСЕ заносятся в таблицу 2 «Оценка научно-технической результативности технологии изготовления ключевых ДСЕ (далее ДСЕ) узлов двигателя», чему предшествует определение (расчет) ряда параметров (например, коэффициент качества изготовления ДСЕ — как отношение количества карт отклонений (карт решений) по ДСЕ к выпущенным ДСЕ, удельный объем производства — как отношение программы выпуска в рублях к суммарной чистой массе деталей).

В таблице 2 — оценки научно-технической результативности технологий изготовления ДСЕ — приведены значимости параметров в каждой из трех групп показателей.

Таблица 2

**Оценка научно-технической результативности технологии изготовления ДСЕ узлов двигателя по предприятиям ОДК (балльная оценка)**

№ п/п	Наименование параметров	Расчетная величина параметра $K_*$	Значимость параметра $K_{пi}$	Ключевые ДСЕ					Максимальная балльная оценка 10 баллов		
				Предприятие А1		Предприятие А2		Предприятие Аj			
				Балльная оценка	Оценка с учетом значимости	Балльная оценка	Оценка с учетом значимости	Балль-ная оцен-ка		Оценка с учетом значимости	Б <sub>i</sub> х К <sub>пi</sub> х К <sub>j</sub>
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	<b>1. Показатели организационно-технического уровня производства (значимость <math>K_1 = 0,25</math>)</b>										
1	Удельный объем производства		0,135								Количество выпускаемых единиц наименьшая
2	Оснащенность оборудования ем.										
2	Удельный вес оборудования повышенной точности		0,060								Уд. вес станков повышенной точности наибольший
3	Удельный вес станков с ЧПУ		0,060								Уд. вес станков с ЧПУ наибольший
4	Удельный вес прогрессивного оборудования		0,060								Уд. вес прогрессивного оборудования наибольший
5	Удельный вес устаревшего оборудования		0,043								Уд. вес устаревшего оборудования наименьший
6	Удельный вес физически изношенного оборудования		0,043								Уд. вес изношенного оборудования наименьший
7	Степень обновления оборудования		0,043								Степень обновления оборудования наибольший
8	Средний коэффициент загрузки оборудования		0,033								Средний коэф. загрузки оборудования наибольший

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
9	Удельный вес новых перспективных технологий изготовления ДСЕ.		0,092							Уд. вес новых перспективных технологий наибольший
10	Коэф. применения типовых технологий производства ДСЕ		0,041							Коэф. применения ТТП наибольший
11	Уровень механизации и автоматизации		0,108							Ур. механизации и автоматизации наибольший
12	Требования к квалификации персонала		0,068							Требования к квалификации персонала наименьшее
13	Съем продукции с 1 м <sup>2</sup> производственных площадей		0,095							Съем продукции производственных площадей наибольший
14	Выработка на 1 основного производственного рабочего на предприятии		0,081							Выработка на 1 осн. произв. рабочего наибольшая
15	Наличие свободных площадей		0,027							Наличие свободных площадей наибольшие
16	Наличие проектов по реконструкции/модернизации производства		0,011							Наличие проектов по реконструкции наибольшие
	Сумма показателей организационно-технического уровня производства ключевых ДСЕ		$\Sigma = 1$							
<b>2. Показатели качества и надежности (<math>K_2 = 0,4</math>)</b>										
1	Повышение ресурса		0,30							Повышение ресурса, наибольший %
2	Повторяемость качества изготовления ДСЕ		0,15							Наименьший разброс размеров
3	Качество изготовления ДСЕ		0,25							Качество изготовления наивысшее (в пределах допуска)
4	Коэф. технологической сложности по точности		0,20							Точность наибольшая

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5	Коеф. технологической сложности по шероховатости		0,10							Шероховатость поверхностей наименьшая
	СУММА показателей качества и надежности		$\Sigma = 1$							
<b>3. Экономические показатели (значимость <math>K_3 = 0,35</math>)</b>										
1	Удельная трудоемкость изготовления ДСЕ		0,50							Уд. трудоемкость изготовления ДСЕ наименьшая
2	Удельная материалоемкость изготовления ДСЕ		0,25							Уд. материальные затраты наименьшие
3	КИМ		0,25							КИМ наибольший
	Сумма экономических показателей		$\Sigma = 1$							
	ИТОГО сумма показателей технической, экономической эффективности и показателей качества и надежности									

Балльная оценка выставляется экспертно  $B_{i3} = 1...10$  с учетом расчетных величин параметров  $K^*$

$$B_{i3} = 10 \times K^* \quad (1)$$

где  $K^*$  — расчетная величина параметра.

Балльная оценка с учетом значимости параметра, а также значимости группы показателей определяется по каждому из параметров данной группы по формуле:

$$B_{ij} = B_{i3} \times K_{ni} \times K_j \quad (2)$$

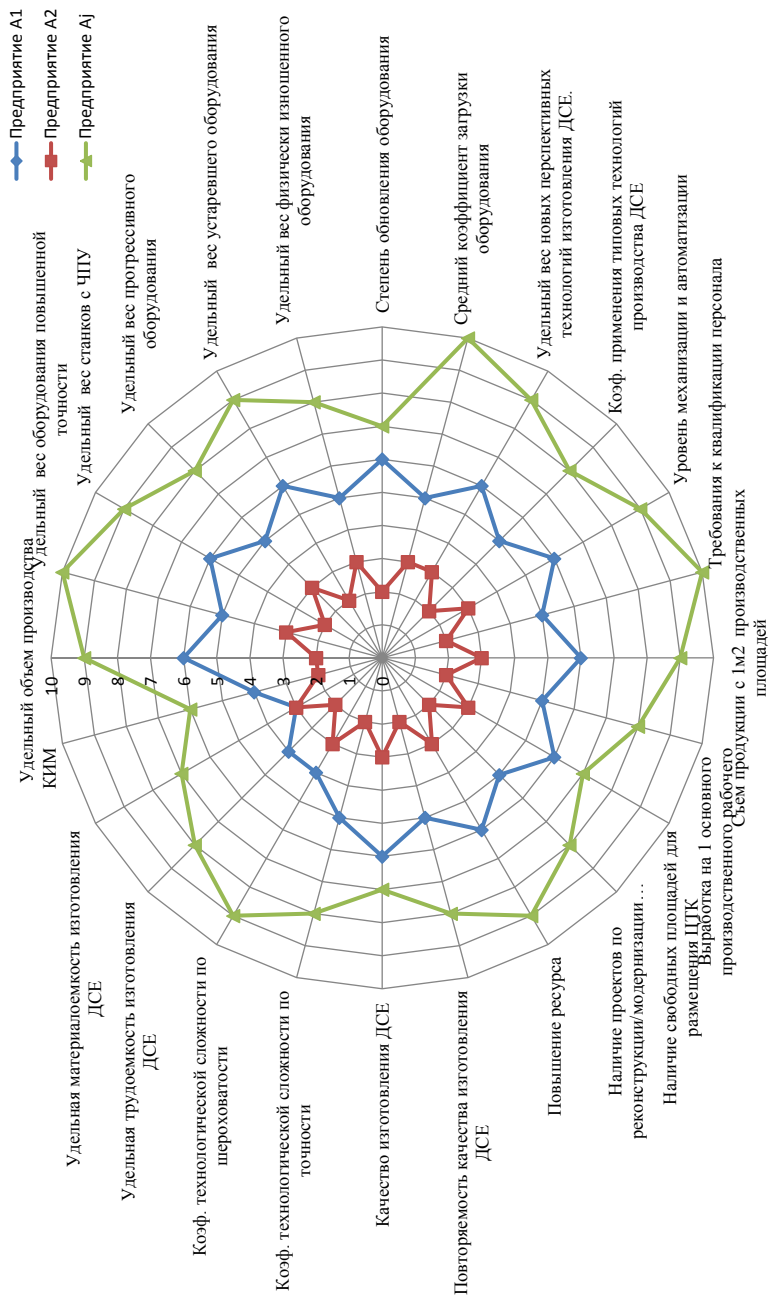
где  $B_{i3}$  — экспертная оценка параметра (1...10),  
 $K_{ni}$  — значимость параметра в группе показателей,  
 $K_j$  — значимость группы показателя.

Итоговая балльная оценка результативности технологии изготовления ключевых ДСЕ складывается из суммы балльных оценок показателя организационно-технического уровня производства, показателя качества и надежности, экономического показателя.

Именно по итоговой балльной оценке проводится сравнение изготовления ключевых ДСЕ по предприятиям отрасли. По итогам расчетов строится диаграмма состояния производства ключевых ДСЕ на сравниваемых предприятиях отрасли.

Пример диаграммы состояния производства ключевых ДСЕ на предприятиях отрасли представлен на рисунке 1.

Выбор наиболее перспективного базового объекта изготовления ДСЕ узлов двигателя, определяется наибольшей суммой итоговой балльной оценки среди предприятий отрасли.



**Рис. 1.** Пример диаграммы состояния производства ключевых ДСЕ на предприятиях (A1, A2, Aj) отрасли

## **Выводы**

В данной статье представлена методика оптимизации выбора предприятий отрасли для создания центра компетенции изготовления ДСЕ авиадвигателестроительной отрасли по их научно-технической результативности в рамках трансформации производственной модели.

Разработанная методика также может быть использована при оптимизации выбора предприятий кооперации для серийного производства новых газотурбинных двигателей.

## **Литература**

7. ОСТ 1.42161-83. Оценка технического и организационного уровней промышленного предприятия и производственного объединения. Методы расчета и оценки технического уровня основного и вспомогательного производства. — М.: ЦПУППВОС, 1983. — 162 с.

8. Старочкина С. В. Анализ технико-экономических показателей изготовления деталей на этапе опытного производства / С. В. Старочкина, Н. А. Сухова, А. С. Николаев. — Уфа, 2014. — 35 с.

*А. Я. Дмитриев, В. С. Кузьмичев, Т. А. Митрошкина, А. Ю. Ткаченко*  
ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева»  
dmitriev57@rambler.ru

## **ВОПРОСЫ ЭКОНОМИКИ И УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ПРИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА**

**Аннотация.** Использование и совершенствование беспилотных летательных аппаратов является перспективным направлением развития современной авиации. Улучшение комплексов с беспилотными летательными аппаратами достигается путем совершенствования систем, входящих в их состав, в первую очередь за счет модернизации силовых установок. В данной работе приведены результаты применения современных инструментов моделирования, робастного проектирования и управления качеством для совершенствования малоразмерного газотурбинного двигателя беспилотного летательного аппарата. Экономический эффект от внедрения новых технологий на этапе проектирования и модернизации двигателей может составить до 50 % от затрат на проектирование и подготовку производства.

### **Введение**

Перспективным направлением развития современной авиации является использование и совершенствование беспилотных летательных аппаратов (БПЛА). Применение беспилотных технологий поможет увеличить ВВП стран в несколько раз. По результатам исследований, опубликованным в американском еженедельнике Aviation Week & Space Technology, объем мирового рынка разработок и производства беспилотных летательных аппаратов в предстоящее десятилетие (до 2023 г.) составит 3 млрд долларов. Около 6 млрд будет израсходовано на производство беспилотных аппаратов, 7 млрд — на проведение НИОКР в области беспилотной техники, 3 млрд — на сервисное обслуживание БПЛА [1]. Улучшение комплекса с БПЛА достигается путем совершенствования систем, входящих в его состав. Наиболее перспективным усовершенствованием является модернизация силовых установок.

Малоразмерный газотурбинный двигатель (МГТД) обладает рядом преимуществ: компактность, мобильность и крайне высокая удельная мощность. Требования, предъявляемые к подобным двигателям, довольно высоки: они должны быть надежны, экономичны, обладать большим ресурсом, а также быть технологичными. Поэтому перед разработчиками остро стоит задача исследования путей повышения эффективности МГТД и их экономичности.



Разрабатывая беспилотные летательные аппараты и их компоненты, необходимо обеспечить соответствие изделия всем условиям технического задания заказчика или выполнить (превзойти) требования потребителя. В первую очередь это относится к авиационным двигателям, требования для которых можно разделить: на общие и конкретные (к конкретному типу двигателя, устанавливаемому на конкретный БПЛА).

В качестве объекта исследования выбран перспективный газотурбинный двигатель — турбореактивный двигатель ТЛ100. Этот малый реактивный двигатель был разработан для легких ЛА, например, для легких и ультралегких спортивных самолетов, планеров, оснащенных вспомогательным двигателем, пилотируемых средств экспериментальной категории и разных БПЛА.

## **1. Система моделирования**

Для моделирования и доработки газотурбинных двигателей используется автоматизированная система термогазодинамического расчета и анализа (АСТРА) газотурбинных двигателей и энергетических установок, которая представляет собой интегрированную среду для совместного решения задач начального этапа проектирования ГТД различных типов и схем [6; 7; 8].

Формирование виртуальной модели исследуемого двигателя и решаемой задачи проектирования в автоматизированной системе АСТРА осуществляется по универсальным принципам. В соответствии с теорией системного анализа модель представляет из себя совокупность взаимосвязанных элементов. Элементы могут описывать процессы в основных узлах двигателя, условия внешней среды, выполнять вспомогательные функции, например, расчет основных данных двигателя.

Каждый из элементов содержит перечень параметров, а также ссылку на функцию, которая реализует алгоритм расчета значений выходных параметров в зависимости от значений входных параметров. Связи между элементами позволяют использовать значения параметров, рассчитанных в одном из элементов в качестве входных данных для расчета другого элемента. В свою очередь, создание элементов и добавление их в модель осуществляется с помощью библиотеки функциональных модулей. Модули являются прототипами для однотипных элементов, и именно в них заложена информация о перечне параметров элемента, а также в виде функции реализуется алгоритм расчета.

Для построения виртуальной модели ГТД автоматизированная система АСТРА содержит модули, моделирующие: внешние условия, входное устройство, компрессор и др.

Для каждого из основных узлов ГТД в зависимости от специфики задач термогазодинамического проектирования могут использоваться различные варианты модулей, например, вариант для использования в моделях проектного расчета и вариант для использования в моделях выполненного двигателя. Кроме того, модули могут иметь варианты в зависимости от типа элемента ГТД, например, вариан-

ты для неохлаждаемой и охлаждаемой турбины. Имеются модули, которые позволяют моделировать вспомогательные элементы, либо рассчитывать параметры двигателя в целом. Таким образом, в системе АСТРА можно сформировать виртуальную модель различных реальных и перспективных ГТД.

## **2. Вопросы качества: QFD как метод реализации требований потребителей**

Одним из наиболее эффективных современных подходов робастного проектирования и управления качеством является технология развертывания функции качества (QFD), которая давно и с успехом используется различными компаниями в Японии и США, а в последнее время широко внедряется и в Европе [2; 3; 4]. Данная технология применяется в различных отраслях как для простых, так и для сложных технических систем. В 2015 г. выпущен международный стандарт ISO 16355-1, описывающий общие принципы и перспективы QFD [5]. Цель QFD — обеспечение такого качества создаваемой продукции на каждом этапе жизненного цикла, которое бы гарантировало получение конечного результата, соответствующего требованиям и ожиданиям потребителя.

На начальных этапах любого проектирования принимается множество решений, оказывающих большое влияние на появляющиеся в итоге продукцию или услуги. Ошибка на этом этапе жизненного цикла продукции — ставка, сделанная на неправильную концепцию, — приводит к потерям средств и времени на выходе бизнес-процесса, так как не будет понята потребителем. Даже после попадания продукции на рынок ее изначально правильная направленность продолжает экономить средства производителя за счет сокращения числа нужных доработок (или отдаления их во времени), неизбежно появляющихся при «столкновении» продукции и потребителя [2; 3].

Для реализации QFD выделены следующие требования к системе БПЛА: высокая безотказность; безотказность работы двигателя; устойчивая работа силовой установки; обеспечение тяги в крейсерских условиях полета.

Для составления показателей эффективности узлов МГТД БПЛА использована модель, созданная с помощью САЕ-системы АСТРА. Показатели эффективности узлов можно структурировать следующим образом:

- а) входное устройство: коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве;
- б) компрессор: тип компрессора; базовое значение политропического КПД компрессора;
- в) камера сгорания: коэффициент полноты сгорания топлива; коэффициент восстановления полного давления;
- г) турбина: тип турбины; базовое значение изоэнтропического КПД турбины; коэффициент механических потерь;
- д) сопло: коэффициент скорости;
- е) другие показатели эффективности узлов МГТД БПЛА.

С помощью математической модели САЕ-системы АСТРА установлены зависимости показателей эффективности узлов МГТД БПЛА от обобщенных технических характеристик МГТД БПЛА по базовым значениям модели ТЛ100.

Взаимосвязи обобщенных технических характеристик определялись на основе изменений показателей эффективности узлов МГТД БПЛА: коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве; тип компрессора; базовое значение политропического КПД компрессора; коэффициент полноты сгорания топлива; коэффициент восстановления полного давления; тип турбины; базовое значение изоэнтропического КПД турбины; коэффициент механических потерь и др.

Проведен экспертный потребительский бенчмаркинг общих требований МГТД БПЛА четырех двигателей: малоразмерный ТРД ТЛ100, МГТД МД-120, малоразмерный ТРД блочной конструкции NPT 401A, проектируемый малоразмерный ТРД ТРД-150. После проведения бенчмаркинга выявлены требования, над которыми в первую очередь необходимо работать при совершенствовании выбранного объекта: устойчивая работа силовой установки, обеспечение тяги на взлетном режиме, обеспечение тяги в крейсерских условиях полета, обеспечение удельного расхода топлива в крейсерских условиях полета, использование доступных материалов, низкая стоимость серийного производства.

В результате реализации QFD первого и второго уровня определены абсолютные и относительные значения приоритетов характеристик и выбраны приоритетные направления совершенствования МГТД БПЛА. Среди обобщенных технических характеристик приоритетными являются: масса двигателя (относительный приоритет — 11 %); суммарная масса силовой установки и расходуемого за полет топлива (10 %); тяга двигателя на взлетном режиме (8 %); часовой расход топлива в двигателе (8 %).

Приоритетные показатели эффективности узлов двигателя при экспертной оценке: коэффициент восстановления полного двигателя во входном устройстве (13 %); коэффициент восстановления полного двигателя в камере сгорания (13 %); коэффициент скорости в сопле (13 %); коэффициент полного сгорания топлива в камере сгорания (12 %).

Приоритетные показатели эффективности узлов двигателя с учетом моделирования: тип турбины (15 %); тип компрессора (12 %); базовое значение изоэнтропического КПД турбины (12 %); коэффициент скорости в сопле (12 %).

По результатам проведения QFD первого уровня определены направления изменения целевых значений улучшения обобщенных технических характеристик для модели ТЛ100: масса двигателя <18 кг; суммарная масса силовой установки и расходуемого за полет топлива <0,085 т; тяга двигателя на взлетном режиме >1,5 кН; часовой расход топлива в двигателе < 46,7 кг/ч [9].

При проведении QFD второго уровня корреляция между показателями эффективности узлов двигателя и обобщенными техническими характеристиками МГТД БПЛА находилась с помощью экспертного анализа и с помощью моделиро-

вания, используя математическую модель АСТРА. Технология QFD в практике опирается на экспертную оценку важности, но для двигателя — сложной технической системы, существуют расчетные модели, использование которых помогает объективно уточнить приоритеты для улучшения объекта исследования и целевых значений.

По результатам проведения QFD второго уровня определены целевые значения улучшения показателей эффективности узлов двигателя модели ТЖ100 с учетом экспертной оценки и моделирования в САЕ-системе АСТРА.

### 3. Экономические вопросы

Стоимость жизненного цикла является важнейшим показателем экономического совершенства больших и малых технических систем, к которым относятся парк БПЛА различного назначения [10]. Силовая установка, наряду с бортовым оборудованием, в значительной степени определяет технико-экономическую эффективность БПЛА. Поэтому, при прочих равных условиях, чем меньше стоимость жизненного цикла двигателя, тем меньше будет стоимость жизненного цикла ЛА.

Под стоимостью жизненного цикла двигателя здесь понимается сумма затрат на его разработку, на подготовку производства и собственно производства требуемого количества двигателей, а также на их эксплуатацию.

Стоимость жизненного цикла двигателя  $S$  (млн руб.) определяется по формуле [10]:

$$S = S_{\text{окр}} + S_{\text{мп}} + S_{\text{пр}} + S_{\text{экср}}, \quad (1)$$

где  $S_{\text{окр}}$  — затраты на разработку двигателя (опытно-конструкторские работы), млн руб.;

$S_{\text{мп}}$  — затраты на подготовку серийного производства, млн руб.;

$S_{\text{пр}}$  — затраты на серийное производство, млн руб.;

$S_{\text{экср}}$  — затраты на эксплуатацию, млн руб.

Затраты на разработку двигателя — это материальные и трудовые ресурсы в стоимостном выражении, которые обеспечивают:

- термогазодинамические расчеты и выпуск эскизного и рабочего проектов;
- технологическую проработку и подготовку производства деталей двигателя;
- изготовление, испытание и доводку опытных узлов;
- изготовление, испытание и доводку опытных образцов двигателя до требуемых в техническом задании уровней эксплуатационных характеристик;
- проведение стендовых и (или) летных высотных испытаний;

- проведение сертификационных (для двигателей гражданского назначения) или государственных испытаний (для двигателей военного назначения).

Затраты на разработку двигателя  $S_{окр}$  (млн руб.) рассчитываются по формуле [10]:

$$S_{окр} = a_0 \times G_{в1взл}^{a_1} \times \pi_{квзл}^{a_2} \times \left( \frac{T_T^*}{1000} \right)^{a_3} \times (m_{взл} + 1)^{a_4} \times \left( \frac{P_{взл}^{\Phi}}{P_{взл}} \right)^{a_5} \times K_{КТ}^{a_6} \times K_{УВТ} \times K_{РЕВ}, \quad (2)$$

где  $a_0 \dots a_6$  — статистические коэффициенты, отражающие усредненное влияние входящих в модель факторов;  $G_{в1взл}$  — приведенный расход воздуха через основной контур, кг/с;  $\pi_{квзл}$  — суммарная степень повышения давления в компрессоре;  $T_T^*$  — полная температура рабочего тела в сечении на выходе из камеры сгорания;  $K$ ;  $m_{взл}$  — степень двухконтурности;  $P_{взл}^{\Phi}/P_{взл}$  — отношение тяг на форсажном и бесфорсажном режимах (степень форсирования двигателя);  $K_{КТ}$  — коэффициент конструктивно-технологической преемственности разработки;  $K_{УВТ}$  — коэффициент, учитывающий наличие сопла с управляемым вектором тяг;  $K_{рев}$  — коэффициент, учитывающий наличие реверсивного устройства.

Используя исходные данные для выбранного объекта, полученные в системе моделирования АСТРА, проведен расчет затрат на разработку по формуле (2). Затраты на разработку объекта составляют ориентировочно 28 млн руб.

При прогнозе затрат, когда нет точных сведений о производителе двигателя и возможной кооперации при его изготовлении, затраты на подготовку производства  $S_{пп}$  (млн руб.) оцениваются в размере 20 % от стоимости разработки. Таким образом, совместные затраты на разработку и подготовку производства составят ориентировочно 34 млн руб.

### Заключение

Совместное рассмотрение вопросов экономики и качества при проектировании сложных технических объектов, как малоразмерный ГТД БПЛА, приводит к достижению синергетического эффекта. Использование современных методов моделирования и робастного проектирования позволяет значительно сократить сроки разработки и подготовки производства.

Для выбранного объекта по прототипу МГТД БПЛА Т1100 за счет рассмотренного синергетического подхода можно достичь экономии более 13 млн руб. и сократить сроки разработки и подготовки производства на 30–50 %.

## Литература

1. *Евтушенко Е. В.* Анализ существующих типов беспилотных летательных аппаратов и перспектив их развития / Е. В. Евтушенко, А. Н. Володина // Статья в сборнике трудов конференции. — 2017. — С. 299–305.
2. *Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А., Ващуков Ю. А.* Робастное проектирование и технологическая подготовка производства изделий авиационной техники: учеб. пособие. — Самара: изд-во СГАУ, 2016. — 76 с.
3. *Ващуков Ю. А.* QFD: Разработка продукции и технологических процессов на основе требований и ожиданий потребителей: методические указания / Ю. А. Ващуков, А. Я. Дмитриев, Т. А. Митрошкина. — Самара.: изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2012. — 32 с.
4. *Dmitriev A., Mitroshkina T.* The ontological model and the hybrid expert system for products and processes quality identification involving the approach based on system analysis and quality function deployment / ITM Web of Conferences. 2016. Т. 6. — С. 02005 [Электронный ресурс]. URL: DOI: <https://doi.org/10.1051/itmconf/20160602005>.
5. International standard ISO 16355-1. Application of statistical and related methods to new technology and product development process — Part 1: General principles and perspectives of Quality Function Deployment (QFD) — Введ. 2015-01-01. — Введен впервые. — 83 с.
6. *Кузьмичев В. С.* Исследование закономерностей изменения удельных параметров проектируемого ГТД: учеб. пособие / В. С. Кузьмичев и др. — Самара: изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2016. — 104 с.
7. *Ткаченко А. Ю.* Автоматизированная система для виртуальных испытаний газотурбинных двигателей / А. Ю. Ткаченко, В. Н. Рыбаков, И. Н. Крупенич и др. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. № 5 (47), ч. 3. — С. 113–119.
8. *Ткаченко А. Ю.* Разработка виртуального прототипа ГТД в САЕ-системе «АСТРА» на этапе концептуального термогазодинамического проектирования / А. Ю. Ткаченко, И. Н. Крупенич // Вестник Самарск. гос. аэрокосм. ун-та. 2012. № 3 (34), ч. 2. — С. 333–342.
9. *Хрекова (Цыман) В. Н.* Особенности выбора параметров основных узлов малоразмерных газотурбинных двигателей с помощью QFD методологии / В. Н. Хрекова, А. Я. Дмитриев // Статья в сборнике трудов конференции ММНК «XIV Королевские чтения». 2017. — С. 436.
10. *Григорьев В. А.* Выбор параметров и термогазодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей: учеб. пособие / В. А. Григорьев и др. — 2-е изд., испр. и доп. — Самара: изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. — 202 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

### ТЕРМОДИНАМИКА И ГАЗОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Григорьев А. В., Илюшин М. Ю., Рудаков О. А., Соловьева А. В.</i> Оптимизация параметров согласования совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины газогенератора .....	5
<i>Фершалов А. Ю., Камаев Н. А.</i> Конструкция ступени осевой микротурбины с частичной интеграцией рабочего колеса в сопловой аппарат .....	11
<i>Фаррахов Ф. А., Федечкин К. С.</i> Расчетное исследование влияния формы проточной части на характеристики диагональной ступени.....	17
<i>Батурин О. В., Колмакова Д. А., Попов Г. М., Матвеев В. Н.</i> Поиск наилучшего уравнения для оценки профилейных потерь в осевой турбине с помощью методов математической статистики.....	24
<i>Батурин О. В., Колмакова Д. А., Попов Г. М., Матвеев В. Н.</i> Получение точного уравнения для оценки профилейных потерь в осевых турбинах с помощью математической оптимизации.....	37
<i>Матвеев В. Н., Попов Г. М., Батурин О. В., Новикова Ю. Д., Волков А. А.</i> Выбор параметров численных моделей рабочего процесса осевых неохлаждаемых турбин, предназначенных для выполнения оптимизационных и поверочных расчетов ....	46
<i>Ворошин Д. В., Маракуева О. В., Муравейко А. С.</i> Моделирование нестационарных явлений в осевом четырехступенчатом компрессоре .....	60
<i>Ворошин Д. В., Муравейко А. С., Маракуева О. В., Подгорский К. Н., Михайлютенко А. В., Меняйлов А. В.</i> Исследование влияния окружающей неоднородности на работу центробежного компрессора.....	67
<i>Марчуков Е. Ю., Егоров И. Н.</i> Инновационные цифровые технологии разработки и доводки перспективных двигателей боевой авиации следующего поколения.....	75

### ГОРЕНИЕ, ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ТЕПЛООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ В АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Кононова В. В., Гурьянов А. И.</i> Экспериментальное исследование горения смешанного и синтетического топлива в условиях газодинамического противотока .....	87
<i>Журенков Ю. Н., Сайпушев Б. А., Соловьева А. В.</i> Расчет системы охлаждения проницаемой структуры «ламинлой» .....	97
<i>Ершова Е. А., Новиков И. Н.</i> Кольцевая многорелочная малоэмиссионная камера сгорания для авиационных газотурбинных двигателей .....	104

### КОНСТРУКЦИЯ, ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Мохов К. Ю., Кудрявцев А. Ю., Воронков О. В., Воронина Е. Б., Сухов С. В., Рябов А. А., Журенков Ю. Н., Соловьева А. В., Григорьев А. В.</i> Расчетно-экспериментальный анализ огнестойкости маслобака вертолетного двигателя .....	113
<i>Релецкий О. В., Рыжиков И. Н., Нгуен Тьен Куэт.</i> Анализ влияния расстройки параметров рабочих колес авиационных ГТД на их долговечность .....	121
<i>Иванов Д. А., Зюкин В. С., Колосков А. А.</i> Влияние нестационарных дозвуковых воздушных потоков на механические свойства элементов конструкции авиационной техники .....	130
<i>Мурзин А. Н., Никифоров М. А., Кузнецов А. А.</i> Преимущества и недостатки применения МР-демпферов из комбинированной заготовки в трубопроводах ГТД .....	139
<i>Артамонов М. А., Немцев Д.В., Мединцов В.Э., Соловьев В. С.</i> Исследование влияния температуры на усталостные характеристики гранулируемого никелевого сплава ЭП741НП.....	144

<i>Чертисцев В. Ю.</i> Определение глубины залегания дефектов в многослойных конструкциях из ПКМ мотогондол авиационных двигателей акустическими методами по величине механического импеданса.....	153
<i>Иванников В. В., Дегтярев С. А., Леонтьев М. К.</i> Расчеты на долговечность с учетом сложного нагружения роликоподшипника и распределения усилий по телам качения.....	168
<i>Давыдов А. В., Дегтярев С. А., Кутаков М. Н., Леонтьев М. К., Мясников В. Ю., Шадрин Д. В.</i> Исследование характеристик вертикального ротора с гидродинамическими демпферами .....	178
<i>Храмин Р. В., Кикоть Н. В., Буров М. Н., Лебедев М. В.</i> Опоры ГТД с бесциркуляционной системой смазки с мероприятиями по повышению ресурса и надежности .....	189
<i>Храмин Р. В., Старков Р. Ю., Поткин А. Н., Кикоть Н. В., Лебедев М. В., Собоуль А. В.</i> Подшипники с консистентной смазкой .....	197
<i>Великанова Н. П., Великанов П. Г., Киселев А. С., Салих Индад Шариф Салих, Анкудимов В. В.</i> Влияние длительной эксплуатации на прочностную надежность диска турбины авиационного ГТД для вертолета.....	201

## **СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

<i>Ларионов А. В., Орлов П. М.</i> Автоматизированное определение времени выбега роторов двигателей РД-33 на основе расчетно-экспериментального метода.....	207
<i>Кочубинский С. В.</i> Оптимизация ТВС на входе в форсажную камеру двухконтурного турбореактивного двигателя РД-33.....	214
<i>Кокунин Ю. В.</i> Определение оптимальной передаточной функции для управления направляющим аппаратом компрессора двигателя ТВ7-117СТ .....	220
<i>Душиц-Коган Г. Д., Климов К. Д., Морозова О. М., Обоишев М. Ю.</i> Обеспечение достоверности температуры воздуха на входе в двигатель для программ его управления.....	231
<i>Удодов А. Н., Морозова О. М.</i> Принципы многолучевого распространения сигналов беспроводной системы контроля параметров ГТД.....	237

## **ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И РЕМОНТА**

<i>Потапова Н. Ю., Казымаев А. П.</i> Методика создания электронных моделей и проектирования обработки фасок на зубчатых колесах с эвольвентным зацеплением в системе UNIGRAPHICS NX-4.....	247
<i>Корсмик Р. С., Туричин Г. А., Житенев А. И., Задьян Г. Г.</i> Исследование процесса кристаллизации сплава ЖС32-ВИ при восстановительной лазерной наплавке элементов рабочих лопаток газотурбинных установок .....	256

## **ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ**

<i>Гурьянов А. И., Калинина К. Л.</i> Расчет форсунок установки для заброса воды в авиационный двигатель во время сертификационных испытаний на попадание дождя .....	264
<i>Боровик С. Ю., Секисов Ю. Н.</i> Система сбора информации о геометрии газоздушного тракта ГТД.....	271
<i>Кузнецов А. А., Никифоров М. А., Мурзин А. Н.</i> Преимущества и недостатки маятниковых и гидравлических динамометров .....	280

## **ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

<i>Когтева И. И.</i> Применение в конструкции двигателя полимерных и композитных материалов .....	287
<i>Сударев А. В., Цуриков А. Н., Конаков В. Г.</i> Высокоэкономичные экологичные легкие керамические газотурбинные двигатели с встроенным электрогенератором и аддитивная технология их производства .....	298



<i>Бакрадзе М. М., Скугорев А. В., Бубнов М. В.</i> Современная технология изготовления заготовок дисков газотурбинных двигателей методом ГИП + горячая деформация	305
<i>Стрижевская Н. О., Персидский А. С., Тазетдинов Р. Г.</i> Разработка и внедрение инновационной технологии автоматической дуговой сварки с попеременно-импульсной подачей разных защитных газов для сварки изделий из титановых сплавов	312
<i>Быщенко О. А., Панов В. А., Тихомирова Е. А., Живушкин А. А.</i> Роль комплексных исследований в анализе эксплуатационных повреждений лопаток ТВД с помощью методов аналитической микроскопии	320
<i>Лопатин А. А., Габдуллина Р. А., Терентьев А. А., Биктагирова А. Р.</i> Конструктивные особенности при изготовлении элементов термоэлектрических генераторов с использованием композиционных материалов	328
<i>Денисова В. С., Шеголева Н. Е., Лебедева Ю. Е., Ваганова М. Л., Шавнев А. А.</i> Перспективные высокотемпературные керамические композиционные материалы и жаростойкие стеклокерамические покрытия авиационного назначения	334
<i>Лопатин А. А., Габдуллина Р. А., Терентьев А. А., Биктагирова А. Р.</i> Некоторые характеристики термоэлектрического генератора при экспериментальном моделировании условий полета	343
<i>Николич Е. В., Жлоба А. А.</i> Сварка жаропрочных никелевых сплавов (ЖНС) в твердом состоянии — реализация конструкторских решений	349
<i>Будиновский С. А., Смирнов А. А.</i> Разработка ионно-плазменных жаростойких и теплозащитных покрытий для лопаток турбины ГТД из монокристаллических жаропрочных никелевых сплавов	353
<i>Иркабаев И. М., Бердин В. К.</i> Перспективные технологии изготовления моноколес	363
<i>Ахметов А. М., Каримбаев Т. Д.</i> Выбор материала и технологии изготовления входного направляющего аппарата из композиционных материалов	372

## **НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАБОТЫ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

<i>Тихомирова Е. А., Грандильевская И. Г., Киц А. С.</i> Влияние макроструктуры отливок лопаток из сплава ЖС6К на коррозионные и термоусталостные свойства лопаток	381
<i>Музафарова С. Р., Иванова Т. О., Севальнев Г. С.</i> Исследование возможных факторов, влияющих на эксплуатационную стойкость подшипников качения в авиационных газотурбинных двигателях	393

## **АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИКИ И УПРАВЛЕНИЯ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

<i>Юрьев В. Л., Старочкина С. В., Фомин С. Ю.</i> Оптимизация выбора объектов для создания центров компетенции на базе действующих предприятий авиадвигателестроения	399
<i>Митрошев А. Я., Кузьмичев В. С., Митрошкина Т. А., Ткаченко А. Ю.</i> Вопросы экономики и управления качеством при совершенствовании малоразмерного ГТД беспилотного летательного аппарата	408

Компьютерная верстка *Т. А. Козлова, С. Е. Лукин*  
Корректор *Т. К. Добриян*  
Подписано в печать 05.10.18. Формат 60×90 1/16.  
Печ. л. 26,13. Тираж 150 экз. Заказ № 5360

Отпечатано в типографии «Скифия-Принт»  
С.-Петербург, ул. Б. Пушкарская, д. 10  
тел. (812) 644 41 63, 982-83-94