

**КЛИМОВСКИЕ ЧТЕНИЯ — 2017.  
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ  
РАЗВИТИЯ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ**

**СБОРНИК СТАТЕЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**



СКИФИЯ  
принт

Санкт-Петербург  
2017

УДК 629.7  
ББК 39.55  
К49

**Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей международной научно-технической конференции.** — СПб.: Скифия-принт, 2017. — 432 с.

Сборник статей объединил в себе труды участников международной научно-технической конференции «Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения».

Климовские чтения традиционно посвящены актуальным вопросам современного авиационного двигателестроения и 100-летию со дня рождения Генерального конструктора С.П. Изотова. В сборнике отражены исследования 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 978-5-98620-274-7

ISBN 978-5-98620-274-7

© АО «ОДК-Климов», 2017  
© ООО «Скифия-принт», 2017

**Участникам Международной научно-технической конференции  
«Климовские чтения—2017»**



*Уважаемые коллеги, дорогие друзья!*

Приветствую участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения» и поздравляю вас с юбилейными датами, символично совпавшими в 2017 году: 100-летием со дня рождения выдающегося Генерального конструктора С.П. Изотова, 125-летием со дня рождения основателя отечественного двигателестроения В. Я. Климова и 10-летием создания Объединенной двигателестроительной корпорации.

Имена Владимира Яковлевича Климова и Сергея Петровича Изотова навсегда вписаны в историю российской авиационной промышленности. Именно их технические решения в свое время обеспечили прорыв отечественного двигателестроения на лидирующие позиции в мире, обеспечили опережающее развитие газотурбинного двигателестроения, а впоследствии — определили развитие отрасли на многие годы вперед.

Кажется, не было такой задачи, с решением которой не справилась бы команда, возглавляемая В.Я. Климовым, а затем его гениальным учеником и единомышленником С.П. Изотовым. Они выдержали испытание самой страшной в истории человечества войной и самой затяжной гонкой вооружений. И всегда у них находился ответ на самые сложные вызовы времени.

Сегодня, опираясь на традиции, заложенные великими генеральными конструкторами, мы должны находить не менее эффективные и прорывные решения, чтобы сохранить и приумножить созданные ими задел, обеспечить России лидирующие позиции в авангарде мирового технологического прогресса.

В юбилейный год особенно приятно отметить, что идеи и принципы В.Я. Климова и С.П. Изотова получили логичное развитие в рамках Объединенной двигателестроительной корпорации. За годы существования компании удалось добиться существенной синергии

ключевых компетенций ведущих предприятий и научных институтов отрасли. Растет доля научно-исследовательских работ в бизнес-портфеле компании, расширяется военно-техническое сотрудничество с включением ОКР, поддерживаются исследовательские проекты молодых специалистов. Значит, мы на правильном пути и в отрасли создаются все условия для занятия уверенных позиций среди стран — разработчиков авиационных двигателей и превращения в новый локомотив российской науки и экономики.

Уверен, что многие работы, представленные в этом, юбилейном году на «Климовских чтениях», станут фундаментом перспективных конструкторских разработок, получат научное признание и обретут практическое воплощение.

Желаю успеха всем участникам «Климовских чтений — 2017» и надеюсь на плодотворное сотрудничество в будущем!

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

## *Уважаемые коллеги!*



Рад приветствовать участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». Сегодня тема конференции актуальна как никогда: мы с вами должны сделать все возможное, чтобы обеспечить российскому двигателестроению качественный скачок вперед, создать поле перспективных научно-практических исследований, воплотить лучшие идеи в практическую форму.

Именно этому принципу — отбор лучших идей и поиск отвечающих им технических решений — мы следуем в работе над проектами перспективных двигателей. И конференции, подобные «Климовским чтениям», позволяют не только понять, в каком направлении будет развиваться инженерная мысль в будущем, но и в очередной раз зафиксировать обширное теоретическое и практическое наследие российской технологической школы.

В своей работе мы опираемся на плечи гигантов — целой плеяды ученых, инженеров, конструкторов, многие из которых были выпускниками технических вузов нашего города, другие — стояли у истоков отечественной авиа- и двигателестроительной промышленности. Среди этих блестящих имен — имена Владимира Яковлевича Климова и Сергея Петровича Изотова, юбилейные даты со дня рождения которых мы отметили в этом году.

Стараниями В.Я. Климова, а затем и С.П. Изотова была сформирована одна из самых эффективных конструкторских школ в мире. Ее принципы — простота конструкции, предельность параметров и воспроизведение с минимальными затратами — позволили не только в сжатые сроки осваивать производство новых двигателей в военную, послевоенную и советскую эпоху, но и сейчас помогают быстро развернуть серийный выпуск самых востребованных двигателей и обеспечить авиастроительные предприятия силовыми установками российского производства. Верность этих принципов в очередной раз выдержала проверку реальной жизнью, и в 2014 году в Санкт-Петербурге стартовала программа импортозамещения вертолетных двигателей ТВ3-117/ВК-2500. Сейчас программа с успехом реализуется в широкой кооперации предприятий ОДК, а наше сообщество уже смотрит вперед,

продолжая поиск новых, неожиданных решений, которые позволят нам всем сделать следующий шаг в будущее.

Пусть этот азарт никогда не иссякнет, а свежесть взглядов и огромные технологические возможности нашего времени станут основой для новых, по-настоящему прорывных решений. Желаю нам всем продуктивной работы!

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

# ТЕРМОДИНАМИКА И ГАЗОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.438

*А.В. Стародумов, Б.И. Мамаев*

*ОКБ им. А. Льюльки — филиал ПАО «УМПО», Москва  
andrey.starodumov@okb.umpo.ru*

## ПОТЕРИ В ТУРБИНОЙ РЕШЕТКЕ ИЗ-ЗА УГЛА АТАКИ

Проанализирован широкий круг известных из литературы полуэмпирических и эмпирических зависимостей для изменения потерь в решетке по углу атаки. Выделены влияющие режимные и геометрические параметры решетки, которые и определяют в ней потери из-за угла атаки. Предложены на их основе параметрические комплексы, использование которых на базе собранного богатого материала позволит получить надежную универсальную зависимость для оценки потерь в решетке при изменении угла входа.

При эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и наземных газотурбинных установок (ГТУ) режимы работы турбин меняются в широких пределах, вследствие чего возможно длительное время функционирование турбины на переменных режимах, отличных от расчетных. Определение характеристик турбин и зависимостей параметров, определяющих ее работу (КПД, пропускная способность и др.), необходимо для анализа самих турбин, согласования узлов в работе и для их доводки в процессе эксплуатации.

Расчет характеристик связан с определением потерь энергии в лопаточных венцах турбины. Точность этого определения решающим образом влияет на пригодность характеристик к использованию на практике. Поэтому проблема снижения погрешностей при расчете потерь в турбинных решетках является весьма важной.

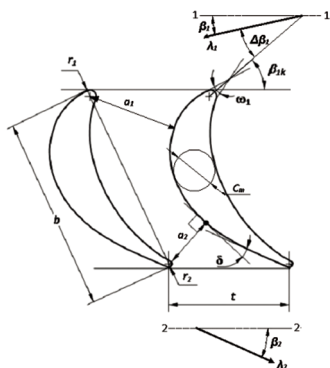


Рис. 1.

Одними из потерь энергии, которые дополнительно возникают на переменных режимах, являются потери из-за угла атаки на входе в решетку  $\Delta\beta_1 = \Delta\beta_{1k} - \beta_1$  (рис. 1). Они могут быть значительными в зависимости от величины угла  $\Delta\beta_1$  и особенностей решетки.

Угол атаки изменяет обтекание решетки в области входной кромки профиля, а течение в выходной части не изменяется при изменении угла атаки в заданной решетке и при изменении конструктивного угла входа  $\beta_{1k}$  в проектируемой решетке. Наиболее неблагоприятными являются режимы с малыми углами входа потока  $\beta_1$  (при положительных углах атаки), когда на входном участке спинки профиля появляется заметный диффузорный участок и может возникнуть отрыв. При углах  $\beta_1$ , больших расчетного, диффузорная область обнаруживается на поверхности корыта профиля. Но в связи с тем, что на сходе с этой поверхности течение конфузорное, отрыв обычно до выходной кромки не распространяется. Исследования показали, что решетки с малой степенью конфузорности  $K_p = \sin \beta_{1k} / \sin \beta_2$  и малым углом поворота  $\theta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ , а также активного типа более чувствительны к углу атаки.

Отрыв потока и связанное с ним вихревое движение внутри межлопаточного канала представляет собой настолько сложное нестационарное явление, что сколь-нибудь точное решение задачи по определению потерь из-за угла атаки оказывается в настоящее время невозможным. Главная причина — неадекватность модели турбулентности. Это обстоятельство иллюстрируют, в частности, результаты расчетов, показанные на рисунке 2 [1]. Необходимо добавить, что к настоящему времени мало данных по исследованию течений в решетках при больших по модулю отрицательных углах атаки и нет обоснованных методов расчета потерь на таких режимах.

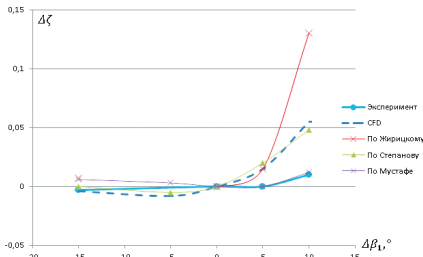


Рис. 2

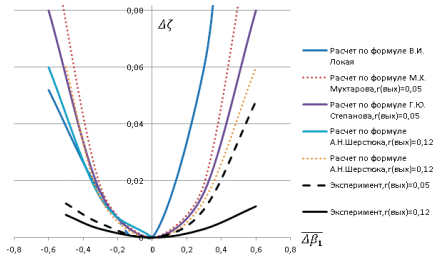


Рис. 3

Поэтому на практике широко применяются полуэмпирические и эмпирические зависимости для оценки профильных потерь из-за угла  $\Delta\beta_1$ . На основании большой и ценной работы по исследованию и обобщению экспериментальных результатов многими авторами предложены такие зависимости, учитывающие влияние различных факторов.

В.И. Локай предложена зависимость для относительного коэффициента потерь  $\Delta\zeta = (\zeta_{\Delta\beta_1} - \zeta_0) / \zeta_0$  от относительного угла атаки  $\Delta\beta_1 = (\beta_{1k} - \beta_1) / \beta_{1k}$ , которая при  $\Delta\beta_1 > 0$  более крутая, чем при  $\Delta\beta_1 < 0$  (рис. 3) [2]. Такой характер зависимости объясняется тем, что при  $\Delta\beta_1 > 0$  (удар в корыто) ухудшается, как уже



отмечалось, обтекание спинки, где скорости и потери велики, и при  $\Delta\beta_{1k} \geq 90^\circ$  увеличивается скорость на входе в решетку  $\lambda_1$ ; а при  $\Delta\beta_1 < 0$  (при ударе в спинке) ухудшается обтекание корыта, где скорости и потери малы, и уменьшается  $\lambda_1$  (уменьшается газодинамическая нагрузка на профиль).

В [3], данные которых широко используются за рубежом и в настоящее время ([4], [5] и др.), потери также определяются в основном углами на входе в решетку и выходе из нее. Если решетка конфузорная, то влияние угла атаки слабое, если низкоконтурная, то влияние сильнее и меньше диапазон углов атаки с малыми потерями. По эксперименту ими установлено малое влияние угла атаки в диапазоне  $\pm 15^\circ$ .

Распространена на практике формула [6], полученная при теоретическом анализе обтекания решетки пластин плоским потоком несжимаемой жидкости. По ней потери на отрыв, которые в основном и определяют дополнительные потери из-за угла  $\Delta\beta_1$ , выражаются величиной:

$$\Delta\zeta = C \left[ \frac{\sin\Delta\beta_1 \cdot \sin\beta_2}{\sin\beta_{1k} \cdot \sin\beta_1} \right]^2,$$

где  $C = 0,1-0,3$ , причем большие значения относятся к активным решеткам с тонкой входной кромкой.

Похожую по структуре зависимость потерь от относительного угла атаки  $\Delta\beta_1 = \Delta\beta_1 / \beta_{1k}$  и конфузорности решетки предложил К.Л. Лапшин [7]:

$$\Delta\zeta = f \left[ \frac{\overline{\Delta\beta_1} \cdot \sin\beta_2}{\sin\beta_1} \right]^2.$$

По экспериментам [8] эффект сжимаемости и турбулентности на потери из-за угла атаки пренебрежимо мал. В [9] также не найдено влияние числа  $\lambda_2$  на потери из-за угла атаки и указано, что экспериментальные данные при  $\Delta\beta_1 < 0$  обобщаются значительно хуже, чем при  $\Delta\beta_1 > 0$ . Также указано в [9], что только в случае существенно нерасчетных углов входа потока  $\beta_1$  необходимо учитывать влияние сжимаемости.

В [2] отмечено, что изменение числа  $\lambda_2$  при дозвуковых скоростях выхода мало влияет на зависимость потерь от угла атаки, а также чем толще выходная кромка и выше конфузорность решетки, тем меньше влияние  $\Delta\beta_1$ .

Опыты многих авторов (М.Е. Дейч, Г.С. Жирицкий, К.Л. Лапшин и др.) показали, что утолщение профиля и входной кромки  $d_1 = 2r_1$  значительно повышает нечувствительность решетки к углу атаки. В частности, в [9] получена такая зависимость для относительного изменения коэффициента потерь  $\overline{\Delta\zeta} = \Delta\zeta_{\Delta\beta_1} / \zeta_{\Delta\beta_1} \approx 0$ , в которой учитывается влияние относительной толщины входной кромки  $d_1 = d_1 / a_1$ :

$$\overline{\Delta\zeta} = C \frac{\Delta\beta_1^2}{d_1^{2/3}} \left( \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right)^2,$$

где  $C = 0,144$  при  $\Delta\beta_1 > 0$  и  $C = 0,208$  при  $\Delta\beta_1 < 0$ .

На основе статистической обработки результатов продувок решеток в [7] получены зависимости, в которых учитывается влияние толщины  $d_1$  и угла заострения входной кромки  $\omega_1$ :

$$\Delta\zeta = f \left[ \left( \frac{d_1}{t} \right)^{-1,6} \left( \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right)^{-2} \Delta\beta_1 \right];$$

$$\Delta\zeta = f \left[ \left( \frac{d_1}{t} \right)^{-0,05} \omega_1^{-0,2} \left( \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right)^{-1,4} \Delta\beta_1 \right].$$

По опытам М.Х. Мухтарова в [10] варьирование относительного шага  $\bar{t} = t/b$  в пределах  $t = 0,6 - 0,9$  слабо влияет на величину потерь при различных углах  $\beta_1$ . Однако из опытов М.Е. Дейча известно, что при уменьшении  $t$  влияние угла атаки уменьшается, а С.З. Копелев отмечает необходимость учета величины  $t$  и толщины  $\bar{d}_1$ .

В КАИ М.К. МаксUTOва и Г.А. Вавилов, обобщив большой экспериментальный материал, предложили эмпирические зависимости профильных потерь от угла атаки с учетом влияния на них углов потока, радиуса входной кромки, хорды профиля, шага решетки и скорости выхода  $\lambda_2$ .

Подводя итоги выполненного обзора, можно заключить, что профильные потери в турбинной решетке из-за угла атаки можно рассматривать в виде функции следующих параметров:

$$\Delta\zeta = f(\beta_1, \lambda_2, \beta_{1k}, \beta_{2\phi}, \bar{d}_1, \bar{t}, c_m, \omega_1).$$

Анализируя известные зависимости, можно отметить, что, как правило, базовый экспериментальный материал для них содержит данные с небольшими по абсолютному значению углами атаки (не больше  $20-30^\circ$ ). Особенно мало продувок решеток при больших по величине отрицательных углах атаки.

Недостаток многих зависимостей для оценки  $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$  заключается в том, что они отражают влияние лишь угла атаки и углов потока. К тому же наблюдается большой разброс величин  $\Delta\zeta$  для решетки по разным зависимостям. Это иллюстрируют рисунки 4, 5, 6.

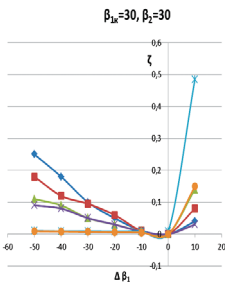


Рис. 4

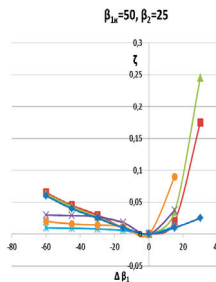


Рис. 5

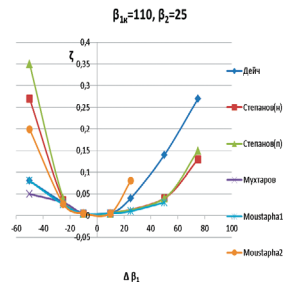


Рис. 6

Нет ни одной зависимости, хорошо согласующейся с опытами при больших по модулю углах атаки  $|\Delta\beta_1|$ . Более того, в таком случае почти все формулы при  $\Delta\beta_1 < 0$  дают потери  $\Delta\zeta > 1$ , что физически бессмысленно.

Установлено, что зависимости В.И. Локая и [3] во многих случаях существенно завышают потери. Возможно, объяснение заключается в том, что современные лопатки более устойчивы к углу атаки, чем старые решетки, на которых базируются их зависимости. Это подчеркивает необходимость периодического обновления соотношения  $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ , хотя бы раз в 30–40 лет.

Известные из литературы формулы для расчета  $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$  при  $\beta_{1k} > 90$  не соответствуют действительности (например, формула из [6]). Недостаток формулы из [10] заключается в том, что при малых углах входа  $\beta_1$  и  $\lambda_2 > 0,8-0,9$  она не может быть использована без серьезных допущений (в нефизичном случае  $q(\lambda_2) > 1$ ).

К настоящему времени накоплен богатый экспериментальный материал по исследованию современных решеток профилей. Он содержится в атласах турбинных решеток МЭИ, ЦИАМ, ЦКТИ, ЦАГИ и в отчетах заводских ОКБ и отраслевых лабораторий НИИ и вузов. Как показывает обзор этого материала, диапазоны изменения параметров, характеризующие исследования решеток, достаточно широкие и составляют:  $\beta_{1k} = 21 - 160^\circ$ ,  $\beta_{2\text{эф}} = \arcsin a_2/t = 13 - 40^\circ$ ,  $\bar{d}_1 = 0 - 0,21$ ,  $\bar{C}_m = 0,035 - 0,33$ ,  $\bar{t} = 0,53 - 1,01$ ,  $\lambda_2 = 0,2 - 1,7$ ,  $\Delta\beta_1 = -73 - 54^\circ$ . Этот материал доступен для анализа и обобщения. Но увеличение числа влияющих факторов представляет значительную трудность при поиске зависимости  $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ . Поэтому имеет смысл, во-первых, учесть, что величина  $\lambda_2$  в области дозвуковых скоростей выхода и относительный шаг при  $\bar{t} < 0,9$  влияют на зависимость потерь из-за угла атаки слабо. Во-вторых, как показал Б.М. Аронов, по статистической обработке большого количества разнообразных решеток существует зависимость, тесно связывающая величины  $d_1$ ,  $C_m$ , и  $\omega_1$ . Например, угол заострения  $\omega_1$  растет с ростом толщины профиля  $C_m$  и уменьшается с увеличением  $d_1$ . Это позволяет исключить угол  $\omega_1$  из числа влияющих параметров, оставив лишь  $\bar{d}_1$  или  $\bar{C}_m$ . Тогда в качестве первого шага, охватывающего основные проектные случаи, можно записать:

$$\Delta\zeta = f(\beta_1, \beta_2, \beta_{1k}, \bar{d}_1).$$

В соответствии с этим выражением можно получить двухпараметрическую базовую зависимость коэффициента дополнительных потерь из-за угла атаки  $\Delta\zeta$

в функции комплекса  $\frac{\sin \Delta\beta_1 \cdot \sin \beta_2}{\sin \beta_{1k} \cdot \sin \beta_1}$  или  $\frac{\Delta\beta_1 \cdot \sin \beta_2}{\sin \beta_{1k} \cdot \sin \beta_1}$  и относительной толщины кромки  $\bar{d}_1$  или профиля  $\bar{C}_m$ . Влияние шага  $\bar{t}$  и скорости  $\lambda_2$  может быть учтено в дальнейшем с помощью дополнительных корректирующих коэффициентов.

Можно полагать, что такая методика, в которой будут учтены основные влияющие факторы, будет универсальной и более точной.

Отметим, что само уточнение потерь в решетке способствует повышению КПД турбины. Дело в том, что погрешности определения параметров, находя отражение в результатах поверочных расчетов или в конструкторских решениях,

могут приводить к появлению дополнительных потерь вследствие неоптимальности геометрии лопаточных венцов или отклонений условий их работы от оптимальных. Повышение же КПД даже на десятые доли процента имеет большее значение из-за сильного влияния на экономичность ГТД и ГТУ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Хомылев С.А., Резник С.Б., Ериов С.В.* Численные исследования обтекания турбинных решеток профилей. Часть 1 — Верификация расчетного метода. — Вестник ХПИ. 2008.
2. *Абианц В.Х.* Теория авиационных газовых турбин. — М.: Машиностроение, 1979.
3. *Ainley D.G., Mathieson G.C.R.* An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines. Ministry of supply. Aeronautical Research Council Reports and Memoranda, 1955.
4. *Хорлокс Дж.Х.* Осевые турбины. — М.: Машиностроение, 1972.
5. *Rogers G.F.C., Cohen H., Saravanamutto H.I.H.* Gas Turbine Theory, 5<sup>th</sup> edition, Padstow: 2001.
6. *Степанов Г.Ю.* Гидродинамика решеток турбомашин. — М.: Физматгиз, 1962.
7. *Лашин К.Л.* Оптимизация проточных частей многоступенчатых турбин. — Изд-во СПбГТУ, 1992.
8. *Moustapha S.H., Kacker S.C., Tremblay B.* An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils, Journal of Turbomachinery. Vol. 112. 1990. P. 267–276.
9. *Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.М., Колесов А.Н., Мухтаров М.Х.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. — М.: ЦИАМ, 1990.
10. *Мухтаров М.Х.* Характеристики плоских дозвуковых решеток осевых турбин. Технический отчет № 310. — М.: ЦИАМ, 1968.

УДК 621.438

*Т.М. Мошик, Б.И. Мамаев*

*ОКБ им. А. Льюли — филиал ПАО «УМПО», Москва  
pp1834@yandex.ru*

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСЗВУКОВЫХ РЕШЕТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА ТУРБИНЫ

На экспериментальной установке были продуты две сопловые решетки, рассчитанные на приведенную скорость выхода потока  $\lambda_{1ib} = 0,93$ . Решетки различались в основном толщиной профилей и протеканием кривизны по контурам их спинок. Выполнились измерения, необходимые для определения профильных потерь, угла выхода потока и распределения скорости на профиле. Измерения показали, что обе решетки обтекаются безотрывно и обладают высокой эффективностью. При одинаковой степени выходной диффузорности меньшие на 0,3% потери оказались в решетке из толстых профилей с менее резким снижением кривизны контура спинки перед горловиной. В этой решетке скорости на ходе с профиля со стороны корыта и спинки были приблизительно одинаковы и равны скорости потока на выходе из решетки.

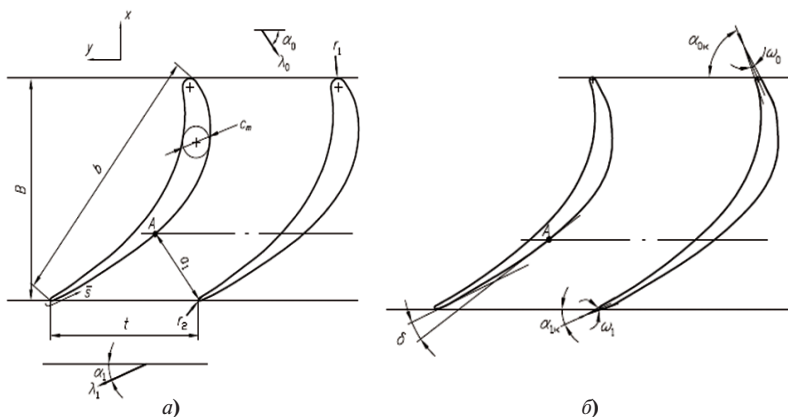
Актуальная задача совершенствования трансзвуковых решеток турбины, как правило, очень непроста. Это объясняется чрезвычайно сложным характе-

ром обтекания профиля, когда существуют до- и сверхзвуковые зоны с волновыми структурами на их границах. В таком случае надежные результаты аэродинамического исследования помогают получить только эксперименты [1].

В докладе излагаются результаты экспериментальной работы с целью решить задачу по улучшению конкретной сопловой решетки и получить рекомендации по проектированию подобных решеток в дальнейшем.

Исследованы две сопловые решетки промежуточной ступени турбины одного авиационного двигателя. Обе решетки, исходная 1 и с утоненными профилями 2, показаны на рисунке 1, а их параметры потока на расчетном режиме и геометрические характеристики приведены далее:

|                      | Решетка 1 | Решетка 2 |
|----------------------|-----------|-----------|
| $\alpha_0$ , град    | 63,5      | 63,5      |
| $\alpha_1$ , град    | 28,6      | 28,6      |
| $\lambda_1$          | 0,93      | 0,93      |
| $b$ , мм             | 50,9      | 51,1      |
| $B$ , мм             | 41        | 41        |
| $C_{max}$ , мм       | 5,9       | 4         |
| $r_0$ , мм           | 1,6       | 0,6       |
| $r_1$ , мм           | 0,3       | 0,3       |
| $t$ , мм             | 32        | 32        |
| $a_1$ , мм           | 15,5      | 15,5      |
| $\alpha_{0к}$ , град | 64        | 64        |
| $\delta$ , град      | 14        | 12,5      |
| $\alpha_{1к}$ , град | 26,5      | 25,5      |
| $\omega_0$ , град    | 28        | 22        |
| $\omega_1$ , град    | 5         | 3         |



**Рис. 1.** Исследованные решетки: а — решетка 1, б — решетка 2; А — точка горлового сечения;  $\alpha_0$ ,  $\alpha_1$  — угол входа и выхода;  $\lambda_1$  — изоэнтропическая скорость выхода;  $b$  — хорда;  $B$  — ширина;  $c_m$  — толщина;  $r_0$ ,  $r_1$  — радиус входной и выходной кромки;  $t$  — шаг;  $a_1$  — горло;  $\alpha_{0к}$ ,  $\alpha_{1к}$  — конструктивный угол входа и выхода;  $\delta$  — угол отгиба;  $\omega_0$ ,  $\omega_1$  — углы клина;  $\bar{s}$  — относительная криволинейная координата вдоль обводов профиля

Решетки в масштабе 1 : 1 исследовались в большой аэродинамической трубе кафедры паровых и газовых турбин НИУ МЭИ. Всех лопаток в модельном пакете было 7, их высота  $h = 70$  мм. Число Рейнольдса по хорде профиля и изоэнтропической скорости выхода потока изменялось в опытах от  $6 \cdot 10^5$  до  $8 \cdot 10^5$ . Профили были дренированы в среднем по высоте сечения, причем на выпуклой стороне статическое давление измерялось в 17 точках, а на вогнутой — в 10. Статическое давление на выходе из решетки измерялось на концевой пластине в 23 точках на расстоянии, равном  $0,2b$  от выходных кромок по нормали к выходной плоскости решетки. На этом же расстоянии от выходных кромок измерялось давление полного торможения и направление потока зондом-угломером. В эксперименте при  $\lambda_1 = 0,9$  средняя относительная погрешность коэффициента профильных потерь  $\delta\xi = \pm 4\%$ . Погрешность измерения угла  $\alpha_1$  составляет  $\pm 0,5^\circ$ .

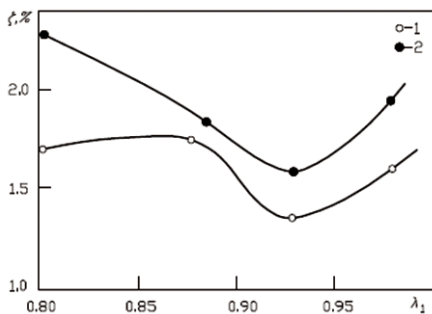


Рис. 2. Зависимость коэффициента  $\xi$  от скорости выхода потока  $\lambda_1$ : 1 — решетка 1; 2 — решетка 2

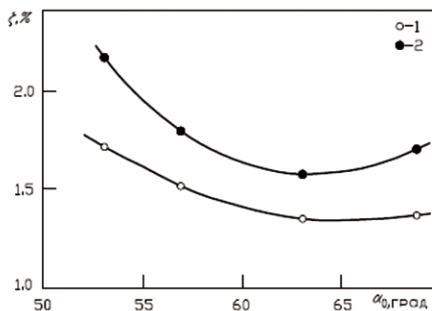
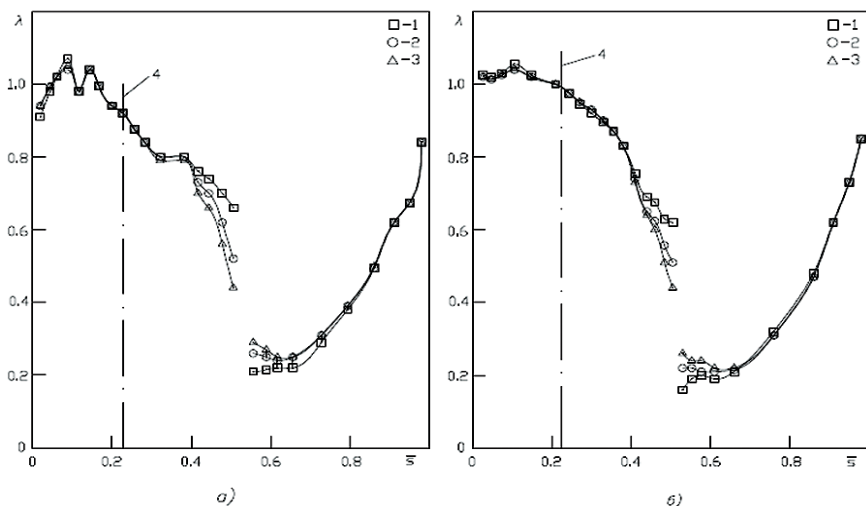


Рис. 3. Влияние угла входа потока на профильные потери: 1 — решетка 1; 2 — решетка 2

Полученные зависимости для коэффициента профильных потерь  $\xi(\lambda_1)$  при  $\alpha_0 = 63,5^\circ$  представлены на рисунке 2, а зависимости  $\xi(\alpha_0)$  при  $\lambda_1 = 0,93$  — на рисунке 3. Форма изменения этих зависимостей в рассмотренном диапазоне  $\lambda_1 = 0,8-0,98$  характерна для решеток такого типа [1]. Анализ эксперименталь-

ных данных по исходному варианту и сравнение их с данными по аналогичным решеткам профилей (например, из [2]) показывает, что полученные в эксперименте профильные потери энергии при расчетных значениях  $\lambda_1 = 0,93$  и  $\alpha_0 = 63,5^\circ$  несколько ниже, чем в аналогичных известных решетках (по статистике  $\zeta$  меньше на 0,005–0,01).

Экспериментально исследовано влияние переменного угла входа в диапазоне  $\alpha_0 = 53\text{--}69^\circ$  при  $\lambda_1 = 0,93$  на величину и распределение местных чисел  $\lambda$  по контуру профиля  $\lambda(\bar{s})$ . Результаты этих исследований (рис. 4, а) показывают, что в указанном диапазоне изменения  $\alpha_0$  решетка исходного варианта обтекается безотрывно, сохраняя достаточно высокую эффективность.



**Рис. 4.** Распределение скорости по профилям при  $\lambda_1 = 0,93$ : а) — решетки 1, б) — решетки 2. Значения  $\alpha_0$ , град: 1 — 53, 2 — 63,5, 3 — 69, 4 — горло

Полученные результаты подтверждают рациональность значений выбранных геометрических параметров решетки для расчетного режима (по числу  $\lambda_1$  и углу входа  $\alpha_0$ ).

Как и следовало ожидать, увеличение угла атаки в диапазоне положительных его значений характеризуется несколько большим повышением  $\zeta$ , чем увеличение угла атаки при отрицательных его величинах (рис. 3). Влияние изменения угла  $\alpha_0$  наблюдается как на спинке профилей, так и на их вогнутой стороне, причем изменение параметров вдоль спинки распространяется примерно до середины канала ( $\bar{s} \approx 0,32$ , рис. 4, а). При этом на выходной части межпрофильного канала и в косом срезе исходной решетки влияние изменений угла входа потока незначительно. По данным эксперимента скорость на спинке профиля в горле канала составляет  $\lambda \approx 0,92$  и приблизительно такая же величина ( $\sim 0,93$ ) наблюдается на спинке в области выходной кромки. К этому же значению по

опытным данным должна приблизиться и величина  $\lambda$  на вогнутой стороне в горле (см. рис. 4, а). Критическая скорость на спинке достигается лишь в косом срезе (при  $\bar{s} \approx 0,17$ ). На участке спинки от  $\bar{s} = 0,15$  до  $\bar{s} = 0$  наблюдается типичная цепочка из двух располагающихся здесь слабых скачков уплотнения [1], в которых компенсируется разгон потока до максимальной скорости на спинке  $\lambda \approx 1,08$  и скорость обтекания снижается до расчетного значения скорости выхода  $\lambda_1 = 0,93$ . Характер опытной эпюры  $\lambda(\bar{s})$  исключает возможность существования в косом срезе отрывных зон.

Попытка улучшения решетчатого шла по двум направлениям. Во-первых, было выполнено утонение профиля (см. решетку на рис. 1, б и ее геометрические параметры в таблице). Во-вторых, было предпринято выглаживание распределения давления на спинке в косом срезе для устранения имеющихся там, в решетке 1, двух пиков скорости (рис. 4, а) без увеличения максимальной местной скорости. Расчеты показали, что это можно получить за счет небольшого изменения угла отгиба  $\delta$  и конструктивного угла выхода  $\alpha_{1k}$  и изменения распределения кривизны обвода спинки, которое заключалось в использовании более резкого снижения кривизны спинки на ее участке перед горловиной и более слабого уменьшения кривизны в косом срезе. В итоге уровень кривизны спинки у выходной кромки получился несколько выше, чем в исходной решетке.

Условия испытания решетки 2 полностью совпадают с условиями испытания исходной решетки 1. Зависимости  $\xi(\lambda_1)$  при  $\alpha_0 = 63,5^\circ$  и  $\xi(\alpha_0)$  при  $\lambda_1 = 0,93$  представлены на рисунках 2, б и 3, б. Видно, что в целом указанные зависимости близки по характеру к аналогичным зависимостям для исходного варианта. Однако величина  $\xi$  в утоненном варианте немного выше, чем в исходном, во всем исследованном диапазоне режимов. При этом на расчетном режиме это превышение  $\xi$  составляет  $\sim 0,3\%$ .

Наблюдаются и некоторые отличия в характере обтекания спинки профилей (см. рис. 4). В косом срезе ( $\bar{s} = 0,22-0$ ) решетка 2 разгон потока продолжается от горла до точки  $\bar{s} \approx 0,1$ . Слабое торможение от этой точки в направлении выходной кромки не приводит местные значения  $\lambda$  к величинам, близким к расчетным за решеткой. Таким образом, можно допустить, что скачок уплотнения в решетке 2 при расчетном значении  $\lambda_1$  смещен в зону выходной кромки и, возможно, расположен за нею [1]. Возросшая неравномерность скоростей в области выходной кромки, по-видимому, является причиной некоторого увеличения  $\xi$  на расчетном режиме. При этом отметим, что, хотя угол отгиба спинки  $\delta$  в решетке 2 на  $1,5^\circ$  меньше, чем в решетке 1, перерасширение на спинке приблизительно такое же, как и планировалось получить при модернизации решетки. Это объясняется резко изменяющейся кривизной спинки на выходном участке межпрофильного канала, в результате чего критическая скорость  $\lambda = 1$  на спинке достигается непосредственно за горлом, тогда как в исходном варианте критическая точка смещена к выходной кромке.

Можно предположить, что при  $\lambda_1 < 0,93$ , когда местные скорости вдоль спинки всюду меньше критической, точка минимума давления в решетке 2 расположена ближе к горлу, чем в исходной решетке. Вследствие этого в решетке 2 и уровень потерь при этих величинах  $\lambda_1$  несколько выше.



Учитывая полученные в работе расчетные и экспериментальные результаты, можно сделать вывод о том, что в достаточно конфузурной турбинной решетке, рассчитанной на большие дозвуковые скорости выхода потока, положение максимальной скорости на спинке и неравномерность скоростей вблизи выходной кромки профиля могут стать факторами, определяющими эффективность решетки. При проектировании подобной решетки следует стремиться к смещению максимальной скорости на профиле от горла к выходной кромке и достижению равенства скоростей вблизи кромки со стороны спинки и корыта.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Дейч М.Е.* Техническая газодинамика. — М.: Энергия, 1974.
2. *Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я.* Атлас профилей решеток осевых турбин. — М.: Машиностроение, 1965.

УДК 621.452.3

*Б.И. Мамаев, А.Ю. Горшков*

*ОКБ им. А. Льюльки — филиал ПАО «УМПО», г. Москва  
Zub1500@mail.ru*

### **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТИРУЕМОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ОПЫТА ДОВОДКИ АВИАЦИОННОГО ГТД**

Представленная работа позволяет по-новому взглянуть на выбор параметров при проектировании турбины ГТД и ГТУ с учетом опыта доводки двигателя. Проанализирован подход к выбору температуры газа с учетом охлаждения турбины, а также влияние КПД узлов на основные параметры двигателя. Предлагается нестандартное решение по выбору пропускной способности турбин с учетом возможного недобора КПД узлов от проектных значений.

Значения параметров, характеризующих эффективность узлов, при проектировании газотурбинного двигателя зачастую принимаются несколько выше достигнутого на практике уровня. Тем самым фактически допускается, что в сравнении с проектом первые опытные двигатели будут иметь ухудшенные удельные параметры. Понятно, что такое положение может сохраняться в течение длительного периода времени.

Практика многих отечественных и зарубежных проектных организаций подтверждает, с одной стороны, целесообразность такого подхода к выбору параметров двигателя, помогающего созданию конкурентоспособного ГТД [1]. С другой стороны, это приводит к трудностям в доводке, а иногда и к полной невозможности реализовать проект.

Одним из параметров, к выбору которого следует подходить очень внимательно, является температура торможения газа перед турбиной  $T_T^*$ . Ее повышение является общей тенденцией двигателестроения, так как позволяет получить большую тягу при той же массе и габаритах двигателя. Однако с термодинамической точки зрения работа расширения в турбине определяется таким параметром, как полная температура смеси  $T_{0CM}^*$ , которая учитывает влияние суммарного расхода охлаждающего воздуха  $\bar{G}_{OXL}$ . Данная температура смеси, зависящая от значений  $T_T^*$  и температуры охлаждающего воздуха  $T_{OXL}^*$ , записывается в следующей форме:

$$T_{0CM}^* \approx \frac{\bar{G}_{CA} \cdot T_T^* + \bar{G}_{OXL} \cdot T_{OXL}^*}{\bar{G}_{CA} + \bar{G}_{OXL}}, \quad (1)$$

где  $\bar{G}_{CA}$  — относительный расход газа, проходящего через сопловой аппарат (CA);  $\bar{G}_{OXL}$  — относительный расход воздуха, идущего на охлаждение турбины.

При использовании  $T_{0CM}^*$  в термодинамическом расчете учитывается изоэнтропический КПД турбины по параметрам смеси:

$$\eta_{S,CM}^* \approx \frac{T_{0CM}^* - T_{2CM}^*}{T_{0CM}^* - T_{2CM,S}^*}, \quad (2)$$

где  $T_{2CM}^*$  — температура смеси на выходе из турбины,  $T_{2CM,S}^*$  — температура смеси в конце изоэнтропического процесса расширения в турбине.

В качестве примера рассмотрим термогазодинамическую модель ТРДДФ(см), созданную в программном комплексе ThermoGTE. Данный продукт используется в большинстве крупных авиационных предприятий.

С помощью математической модели изобразим влияние расхода охлаждающего воздуха на температуру смеси при разных температурах газа (рис. 1). При этом вводится некоторая эмпирическая зависимость расхода охлаждающего воздуха от температуры газа, позволяющая нанести на график границу допустимой температуры газа. Суть границы — показать реально допустимые значения температуры газа и соответствующие им расходы охладителя.

Очевидно, что температура смеси точнее характеризует потенциал процесса расширения в цикле, чем температура газа. Видно, что одной и той же  $T_{0CM}^*$  соответствует несколько значений  $T_T^*$  в зависимости от расхода охлаждающего воздуха. Как правило, рост температуры газа ведет к увеличению расхода охладителя, что снижает величину  $T_{0CM}^*$ . К тому же рост  $T_T^*$  и  $\bar{G}_{OXL}$  может приводить к снижению КПД турбин и усложнению доводки двигателя.

Таким образом, выбор температуры газа должен, в первую очередь, основываться на анализе соответствующей ей температуры газовой смеси и ожидаемого КПД турбины.

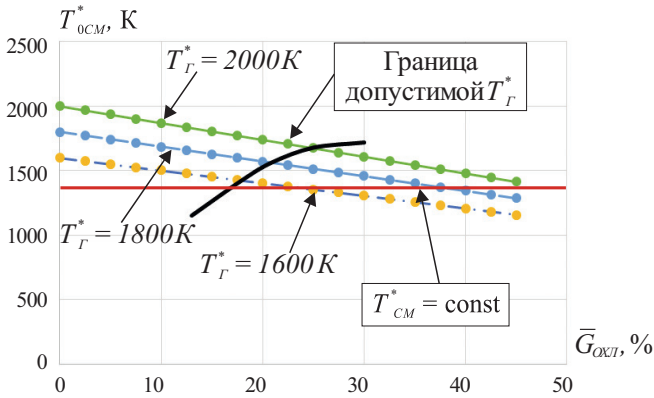


Рис. 1. Влияние  $T_g^*$  и  $\bar{G}_{охл}$  % на температуру смеси

Далее определим влияние недоборов коэффициентов полезного действия узлов и превышенного расхода охладителя на основные параметры двигателя. В связи с этим введем ряд поправок на КПД узлов и расход охладителя —  $\Delta\eta_{ТВД}$ ,  $\Delta\eta_{КВД}$ ,  $\Delta\bar{G}_{охл}$ , которые изменяются в диапазоне от 0 до 1,5% и обобщаются отклонением  $[-\Delta\eta_{\Sigma} + \Delta\bar{G}_{охл}]$ , где  $\Delta\eta_{\Sigma} = \Delta\eta_{ТВД} + \Delta\eta_{КВД}$ . Влияние суммарного изменения КПД различных узлов на одну и ту же величину представлено на рис. 2, 3. При этом режим задается постоянной тягой, атмосферные условия приведены к САУ ( $N = 0$ ;  $M = 0$ ;  $P_H = 101325$  Па;  $T_H = 288,15$  К).

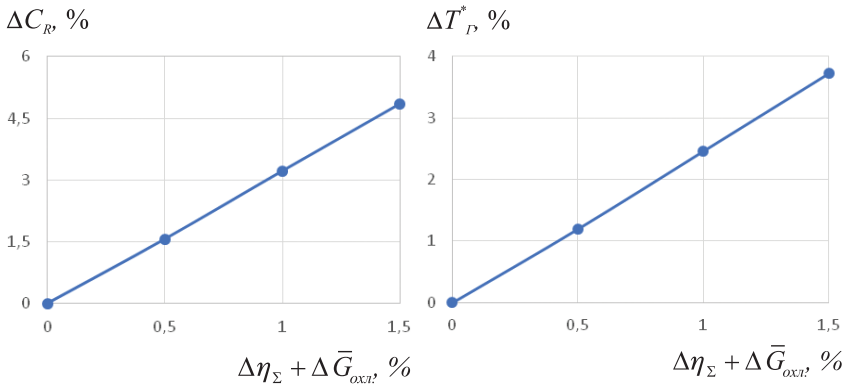
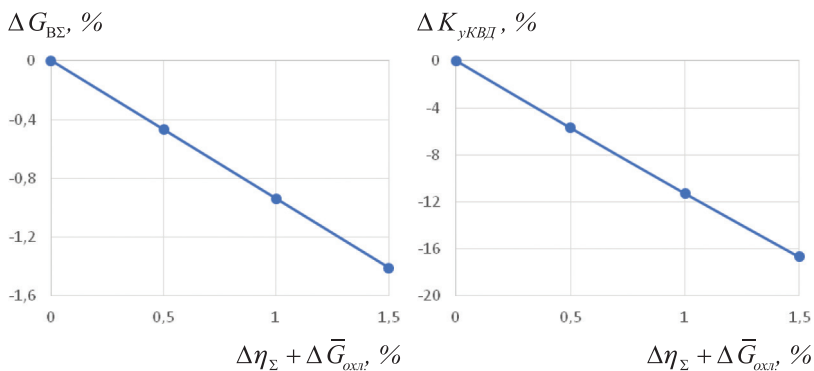


Рис. 2. Суммарное влияние недоборов КПД узлов на удельный расход топлива и температуру газа



**Рис. 3.** Суммарное влияние недоборов КПД узлов на запас ГДУ КВД и расход воздуха через двигатель

Таким образом, для выполненного двигателя снижение КПД узлов и перерасход охладителя приводит к росту удельного расхода топлива и температуры газа перед турбиной, снижению суммарного расхода воздуха через двигатель и запасов газодинамической устойчивости компрессора. Физически это объясняется тем, что с падением, например, КПД турбины падает работа, идущая на компрессор, и, соответственно, степень повышения давления. Тогда, чтобы сохранить тягу, необходимо увеличить температуру газа за счет роста расхода топлива. При этом важно отметить, что рост расхода топлива является не только следствием снижения КПД узлов, но и по причине роста доли отбираемого воздуха на охлаждение турбины.

В случае когда задано ограничение по температуре газа, ее повышение становится невозможным и, следовательно, заданная тяга также недостижима. Таким образом, реализовать тягу, заданную в техническом задании, в случае недоборов коэффициентов эффективности узлов становится невозможно [2].

На практике каждая фирма сталкивается с подобными проблемами. На этапе доводки двигателя, когда явных решений по совершенству коэффициентов эффективности узлов еще нет, а вести полноценную доводку узлов двигателя необходимо, предпринимается ряд стандартных шагов. Наиболее эффективным является оптимизация расходного параметра турбин. При этом критерием оптимизации могут быть:

1. Положение рабочей точки на характеристике компрессора с целью сохранения проектной частоты вращения ротора и КПД компрессора.
2. Удельный расход топлива.
3. Запас газодинамической устойчивости компрессора.
4. Температура газа перед турбиной.

Однако нельзя недооценивать значимость каждого из выше перечисленных критериев. Поэтому следует осуществлять поиск точки на кривой Парето, характеризующей такое состояние системы, при котором значение каждого частного показателя не может быть улучшено без ухудшения других [3].

В таблице 1 соответственно представлены отклонения параметров для трех случаев: 1) проектные значения КПД узлов достигнуты; 2) КПД узлов не достигнуты и превышен расход охладителя, а пропускная способность турбин проектная; 3) КПД узлов не достигнуты и превышен расход охладителя, а пропускная способность турбин оптимизирована под заданные недоборы КПД узлов.

Таблица 1.

Отклонения основных параметров от проектных значений

| Вариации проекта<br>Параметр | Проектные значения<br>КПД узлов | Сниженные значения<br>КПД узлов;<br>$\bar{A}_{ТВД} \bar{A}_{ТНД} = const$ | Сниженные значения<br>КПД узлов;<br>$\bar{A}_{ТВД} \bar{A}_{ТНД} = optim$ |
|------------------------------|---------------------------------|---|---|
| $\Delta C_R, \%$             | 0                               | 5,1   | 4,7   |
| $\Delta \eta_{КВД}, \%$      | 0                               | -1,8  | -2,2  |
| $\Delta T_G^*, \%$           | 0                               | 4,2   | 1,5   |
| $\Delta R, \%$               | 0                               | 0   | 0   |
| $\Delta \pi_{КВД}^*, \%$     | 0                               | -3,5  | 5,8   |
| $\Delta G_{ВЭ}, \%$          | 0                               | -2,1  | -1,8  |
| $\Delta K_y$                 | 0                               | -13,6   | 29,2  |
| $\Delta \eta_{ТВД}, \%$      | 0                               | -2,3  | -1,9  |
| $\Delta \bar{G}_{ОХЛ}, \%$   | 0                               | 1,5   | 1,1   |

Полученные данные иллюстрируют тот факт, что приращение температуры газа вследствие падения КПД можно снизить в несколько раз за счет оптимального подбора расходного параметра турбин двигателя. В нашем случае потребовалось раскрыть турбину высокого и низкого давления на 4 и 10%, соответственно. Подобного рода доводка требует дополнительных материальных затрат, так как увеличение пропускной способности турбин обычно осуществляется за счет подрезки выходных кромок лопаток СА, что позволяет увеличить площадь его горла. Однако в охлаждаемых лопатках возможность их подрезки обычно мала, в связи с чем нередко для раскрытия венца приходится поворачивать всю лопатку, увеличивая углы установки профилей в решетках. Но оба случая доработки означают, по сути, создание нового варианта лопаточного венца с неоптимальной геометрией и пониженной эффективностью.

Если же вначале при проектировании специально спрофилировать раскрытый венец, учитывая ожидаемые снижения КПД узлов и перерасход охладителя, то его можно выполнить с любым желаемым увеличением проходного сечения по сравнению с проектным. В таком случае можно свести к минимуму дополнительные потери КПД турбины.

В связи с изложенным возникает концептуальный вопрос: не следует ли для ускорения доводки спроектировать для первых опытных экземпляров ГТД и ГТУ специально раскрытую турбину, которая обеспечивает наилучшее согласование узлов с наперед пониженной эффективностью узлов? Исключение

из периода доводки этапа поиска оптимального расходного параметра позволит сократить время и материальные затраты на создание двигателя. Понятно, что проектирование заранее раскрытой турбины не даст точного результата, однако создаст платформу для дальнейших полноценных доводочных работ и сократит время доводки. При этом оптимальное значение пропускной способности будет зависеть от суммарных отклонений эффективности узлов ( $\overline{A_{ТВД}}, \overline{A_{ТНД}} = f[\Delta\eta_{\Sigma}]$ ).

В долгосрочной перспективе по мере повышения КПД узлов пропускная способность может уменьшаться и в итоге приблизиться к проектной. В связи с этим интересно проанализировать более поздний этап доводки двигателя, а именно, когда будут найдены технические решения, которые позволят получить узлы с проектным совершенством и охлаждением. Следует определить, насколько сильно будут отличаться между собой проектные параметры и параметры двигателя с раскрытыми турбинами. Данное сравнение представлено в таблице 2.

Таблица 2

**Сравнительный анализ параметров для двигателя с проектной и с модифицированной пропускной способностью**

| Вариации проекта<br>Параметр | Проектные значения<br>КПД узлов | Сниженные значения<br>КПД узлов;<br>$\overline{A_{ТВД}}, \overline{A_{ТНД}} = optimum$ | Проектные значения<br>КПД узлов;<br>$\overline{A_{ТВД}}, \overline{A_{ТНД}} = optim$ |
|------------------------------|---------------------------------|--|--|
| $\Delta C_R, \%$             | 0                               | 4,7  | 0,8  |
| $\Delta \eta_{КВД}, \%$      | 0                               | -2,2   | -0,6   |
| $\Delta T_{Г}^*, \%$         | 0                               | 1,5  | -1,4   |
| $\Delta \pi_{КВД}^*, \%$     | 0                               | 5,8  | 7,2  |
| $\Delta G_{ВЭ}, \%$          | 0                               | -1,8   | -0,3   |
| $\Delta K_y$                 | 0                               | 29,2   | 13,5   |

В этом анализе учтено, что само по себе некоторое увеличение пропускной способности обычно слабо влияет на эффективность. Из таблицы 2 видно, что увеличение площади горла ТВД и ТНД, соответственно на 4 и 10%, снижает температуру газа на 1,4% и ухудшает топливную экономичность лишь на 0,8%. Поэтому, в принципе, двигатель с увеличенными пропускными способностями, в случае достижения проектных значений КПД узлов, получит несущественное отклонение параметров от проектных значений. Наш модельный эксперимент показал возможность получить снижение температуры газа, которое можно использовать для увеличения тяги или ресурса двигателя.

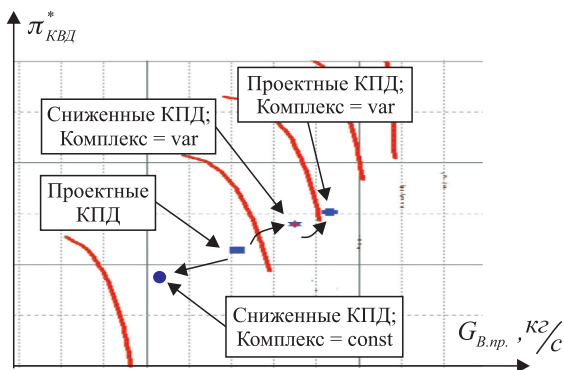


Рис. 4. Предполагаемые этапы доводки двигателя

Приведенный выше анализ позволяет по-новому взглянуть на выбор параметров при проектировании турбины ГТД и ГТУ и предложить следующий рациональный подход [1]. Во-первых, рассматривая двигатель как тепловую машину, важно представлять процесс в турбине через температуру газовой смеси, так как именно эта температура в конечном счете определяет работу расширения. Соотношение  $T_{0СМ}^* = f(T_G^*, \bar{G}_{ОХЛ})$  позволит более обоснованно подойти к выбору температуры газа  $T_G^*$ . Во-вторых, в случае ожидаемого недобора КПД узлов и перерасхода охладителя на начальном этапе доводки двигателя для первых вариантов турбины профилируются лопатки с несколько раскрытыми СА по сравнению с проектом. Степень такого раскрытия зависит от величины недоборов значений КПД узлов. Этот подход должен упростить доводку и снизить временные и материальные затраты на создание двигателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Я., Нигматулин Р.З., Мамаев Б.И. О концепции выбора параметров авиационной турбины. Высокотемпературные газовые турбины. Труды ЦИАМ №1342. — Торус Пресс, 2010. — С. 73–81.
2. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. — Машиностроение, 2012.
3. Ногин В.Д. Принятие решений в многокритериальной среде: количественный подход. — ФИЗМАТЛИТ, 2002. — С. 176.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ КАНАЛЕ С ТРЕНИЕМ И ПОДОГРЕВОМ

В настоящее время в газотурбинных двигателях и других тепловых машинах имеет место процесс течения газа с подводом тепла и трением. Однако отсутствуют работы, способные детализировать этот процесс и отдельно определить вклад подвода тепла и трения в структуру общих потерь от необратимости процесса. В данной работе решается задача о совместном процессе течения газа с трением и подогревом в цилиндрическом канале, имитирующая физические процессы в ГТД.

Течение газа в цилиндрическом канале с трением и подогревом сопровождается ростом энтропии от подвода тепла и от внутреннего трения, при этом из закона обращения воздействия (ЗОВ) [1] следует, что при подводе тепла к дозвуковому течению газа его скорость увеличивается. А следовательно, возрастают и потери от трения, то есть подвод тепла увеличивает потери как прямо (рост энтропии от внешнего подвода тепла), так и косвенно, влияя на потери от трения. При решении задачи разделения потерь удобнее вместо энтропии использовать понятие эксергии, потери которой мы и будем определять, используя их связь с потерями полного давления [2].

Для расчета скорости и полного давления по тракту используем уравнения, полученные из ЗОВ [1]:

$$\frac{dP^*}{P^*} = -\frac{kM^2}{2} \cdot \frac{dT^*}{T} - \frac{kM^2}{2} \cdot \xi \cdot \frac{dx}{D} \quad (1)$$

$$\frac{dM^2}{M^2} = \frac{1+kM^2}{1-M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \frac{dT^*}{T^*} + \frac{1+kM^2}{1-M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \xi \frac{dx}{D}, \text{ где} \quad (2)$$

$P^*$  — полное давление;  $M$  — число Маха;  $T^*$  — полная температура;  $D$  — диаметр трубы;

$x$  — линейная координата  $x \in [;0 l]$ ;  $\xi$  — коэффициент трения.

Первые слагаемые правых частей уравнений (1) и (2) учитывают влияние подогрева, а вторые — влияние трения.

$$\text{Положим } \frac{dT^*}{T} = \theta \cdot r \cdot d\bar{x}, \text{ где} \quad (3)$$

$\theta = \frac{T_2^*}{T_1^*}$  — подогрев;

$T_1^*$  — полная температура в начале канала;



$T_2^*$  — полная температура в конце канала;

$r = \frac{\ln \theta}{\theta \cdot \bar{x}}$  — коэффициент подвода тепла, характеризующий подогрев;

$\bar{x} = \frac{x}{D}$  — безразмерная линейная координата.

Для детализации исследуемого процесса решим ряд задач:

1. Определение потерь полного давления от работы сил трения без учета влияния подогрева на скорость:

$$\frac{dM^2}{M^2} = \frac{1 + kM^2}{1 - M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \xi \cdot d\bar{x}, \quad (4)$$

$$\frac{dP^*}{P^*} = \frac{kM^2}{2} \cdot \xi \cdot d\bar{x}. \quad (5)$$

2. Определение потерь полного давления от работы сил трения с учетом влияния подогрева на скорость:

$$\frac{dM^2}{M^2} = \frac{1 + kM^2}{1 - M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \theta \cdot r \cdot d\bar{x} + \frac{1 + kM^2}{1 - M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \xi \cdot d\bar{x}, \quad (6)$$

$$\frac{dP^*}{P^*} = \frac{kM^2}{2} \cdot \xi \cdot d\bar{x}. \quad (7)$$

3. Определение потерь полного давления от подогрева без учета влияния работы сил трения:

$$\frac{dM^2}{M^2} = \frac{1 + kM^2}{1 - M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \theta \cdot r \cdot d\bar{x} + \frac{1 + kM^2}{1 - M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \xi \cdot d\bar{x}, \quad (8)$$

$$\frac{dP^*}{P^*} = -\frac{kM^2}{2} \cdot \theta \cdot r \cdot d\bar{x}. \quad (9)$$

4. Определение суммарных потерь полного давления от подогрева и трения:

$$\frac{dM^2}{M^2} = \frac{1 + kM^2}{1 - M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \theta \cdot r \cdot d\bar{x} + \frac{1 + kM^2}{1 - M^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \cdot \xi \cdot d\bar{x}, \quad (10)$$

$$\frac{dP^*}{P^*} = -\frac{kM^2}{2} \cdot \theta \cdot r \cdot d\bar{x} - \frac{kM^2}{2} \cdot \xi \cdot d\bar{x}. \quad (11)$$

Потери эксергии, или работоспособности, могут быть определены по формуле [2]:

$$\nabla l = T_0 \cdot R \cdot \ln\left(\frac{P_2^*}{P_s^*}\right), \text{ где} \quad (12)$$

$T_0$  — температура окружающей среды;  $R$  — удельная газовая постоянная;

$P_2^*$  — полное давление в конце канала;

$P_s^* = \theta^{\frac{k}{k-1}}$  — полное давление в изоэнтропийном процессе.

Для удобства анализа введем коэффициент совершенства процесса, или коэффициент потерь эксергии [2]:

$$\sigma_s = \frac{P_2^*}{P_s^*}. \quad (13)$$

Определение изменения эксергии:

$$\Delta I = c_p \cdot (T_2^* - T_1^*) - \nabla I, \text{ где } c_p \text{ — удельная теплоемкость.} \quad (14)$$

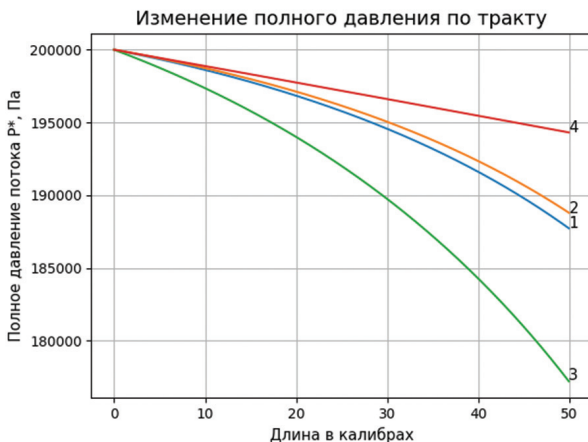
Расчет проводился со следующими граничными условиями на входе канала:

$$T_0 = 288 \text{ K}; T_1^* = 300 \text{ K}; P_1^* = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}; M = 0,2; c_p = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{K}}; R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{K}}; k = 1,4.$$

Результаты расчетов приведены на рисунках ниже.

Цифрами на рисунках обозначены:

- 1 — доля потерь при течении газа с подогревом, без трения;
- 2 — доля потерь от трения с учетом влияния увеличения скорости;
- 3 — доля потерь при течении газа и совместном воздействии тепла и трения.



**Рис. 1.** (Здесь 4 — течение газа с трением без влияния подогрева на скорость)

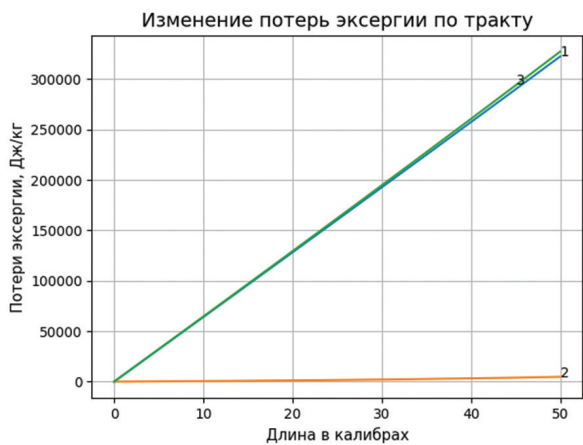


Рис. 2.

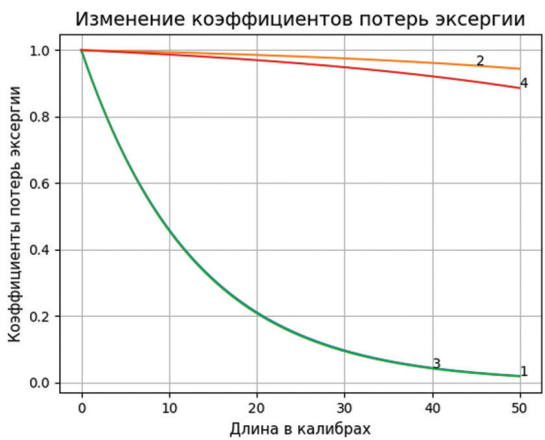


Рис. 3. (Здесь 4 — коэффициент сохранения полного давления)

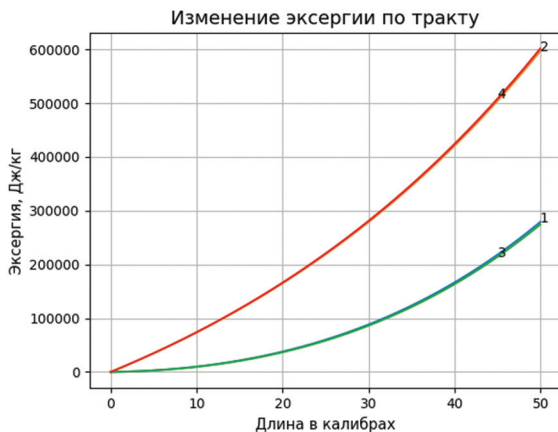


Рис. 4. (Здесь 4 — полная энтальпия потока)

На приведенных графиках выше виден вклад каждого из процессов в общие потери. При этом, несмотря на достаточно сравнимый вклад в потери полного давления тепла и трения (рис. 1), потери эксергии в основном обусловлены подводом тепла (рис. 2, 3). Вместе с тем подвод тепла, т. е. энергии, частично компенсирует потери эксергии. Эта компенсация может быть подсчитана по следующей формуле [2, 3]:

$$\sigma_e = \left( \frac{q}{c_p \cdot T_1^*} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}} = \theta^{\frac{k}{k-1}}, \text{ где} \quad (15)$$

$$q = c_p \cdot (T_2^* - T_1^*) \text{ — подведенное тепло,} \quad (16)$$

а  $\sigma_e$  называется коэффициентом увеличения энергии.

Таким образом, общие потери полного давления могут быть посчитаны как произведение коэффициента, характеризующего потери от необратимости процессов, на коэффициент, характеризующий увеличение энергии [3]:

$$\sigma = \frac{P_2^*}{P_1^*} = \sigma_s \cdot \sigma_e \quad (17)$$

Сравнивая изменения энтальпии (кривая 4) и эксергии (кривая 3) на рисунке 4, можно оценить, насколько увеличилась работоспособность потока при подводе тепла и каковы ее потери от необратимости системы.

Таким образом, используя эксергетический анализ совместного протекания процессов подвода тепла и трения, удастся как выделить долю потерь эксергии каждого из процессов, так и показать долю увеличения потерь на трение при совместном протекании этих процессов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Вулис Л.А.* Термодинамика газовых потоков. — М.: Энергоиздат, 1950. — 303 с.
2. *Лепешинский И.А.* Газодинамика одно- и двухфазных течений в реактивных двигателях. — М.: Изд-во МАИ, 2003. — 276 с.
3. *Лепешинский И.А.* Использование понятия эксергии, или работоспособности, в прикладных курсах «Механика жидкости и газа» и «Газовая динамика». Наука и образование: тенденции и перспективы: материалы Международной научно-практической конференции (Уфа, 25–26 июня). — Уфа: ИЦИПТ, 2014. — С. 165–172.

УДК 621.438

*К.С. Федечкин, Н.В. Кикоть, И.А. Лещенко, Г.В. Кретинин*

*ПАО «НПО «Сатурн»», г. Рыбинск*

*fedeconst@mail.ru, nikolay.kikot@np-saturn.ru,*

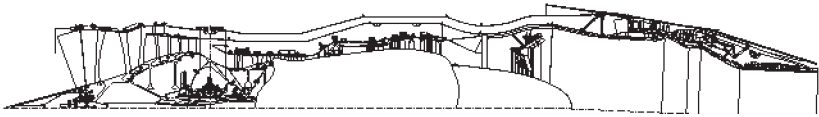
*igor.leshchenko@yandex.ru, gennady.kretinin@np-saturn.ru*

## НЕКОТОРЫЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ КНД 3-КОНТУРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Разработан проект компрессора низкого давления трехконтурного двигателя изменяемого процесса. Представлена методика расчета трехпараметрических характеристик компрессора, основанная на применении расчетной CFD-3D-модели, верифицированной по результатам эксперимента прототипа компрессора. Выполнена конструктивная проработка новых критических элементов нового двигателя. Проведенная оценка показала принципиальную возможность создания трехконтурного двигателя изменяемого процесса на базе существующих элементов двигателя демонстратора.

### Введение

В настоящее время в зарубежных компаниях PW, GE, RR ведутся работы по созданию двигателя изменяемого процесса, с которым связывают будущее снижение расхода топлива и улучшение характеристик силовой установки для самолетов военной авиации. По заявлениям специалистов этих компаний, перспективный двигатель будет потреблять меньше топлива, чем существующие двигатели данного класса, но при этом значительно усложняется модуль компрессора низкого давления (КНД). Существуют различные варианты реализации такого компрессора, начиная от глубоких модификаций существующих компрессоров и заканчивая созданием принципиально новых биротативных вентиляторов. Рассматривая технические риски при реализации такого двигателя, было выбрано наиболее надежно реализуемое техническое решение, т. е. создание модификации экспериментально отработанного КНД и использование существующих элементов двигателя-демонстратора.



**Рис. 1.** Проект двигателя-демонстратора

Одним из принципиально новых элементов такого двигателя является КНД, в котором предусматривается отбор воздуха в 3-й контур после первой ступени вентилятора. В процессе проведенных исследований рассматривались различные компоновки и конструктивные схемы реализации места отбора воздуха в 3-й контур, а также способы его дросселирования. Один из вариантов такого двигателя изображен на рисунке 1.

По результатам математического моделирования (ММ) трехконтурного двигателя изменяемого процесса (ТДИП) на различных режимах работы был выявлен ряд особенностей, влияющих на работу КНД [1, 2]. Одной из главных особенностей работы вентилятора ТДИП является режим работы 3-го контура. На скоростных режимах с включением форсажной камеры сгорания ( $M_{\text{полета}} > 1$ ) 3-й контур должен быть полностью закрыт, несмотря на низкое значение приведенной частоты вращения. КНД на указанных режимах работает в «обычном» режиме. На крейсерских режимах ( $M_{\text{полета}} < 1$ ,  $n_{\text{пр}} < 1$ ) канал на входе в 3-й контур полностью открыт и должен обеспечивать максимальную пропускную способность при минимальных потерях. При выборе различных компоновок вентилятора основное внимание уделялось аэродинамике и работе конструкции на крейсерских режимах, а на форсажных режимах выполнялась проверка лучшего варианта технического решения.

### **Аэродинамика КНД**

В рамках данной работы было рассмотрено около десяти различных вариантов КНД с отбором воздуха в 3-й контур. Основная проблема для всех вариантов заключается в том, как реализовать отбор воздуха с минимальным воздействием на основное ядро потока в компрессоре и каким образом должны быть представлены и получены характеристики такого компрессора. В данной статье отражены некоторые аспекты решения данной проблемы.

Для получения характеристик КНД использовалась расчетная CFD-3D-модель, верифицированная по результатам эксперимента прототипа данного компрессора. Полноценное исследование работы КНД с учетом взаимодействия его с каналом 3-го контура необходимо проводить с учетом дросселирования компрессора сразу по двум каналам. Для этого необходимо было получить расчетные трехпараметрические характеристики вентилятора, позволяющие осуществлять корректное моделирование работы 3-контурного двигателя. Основная идея расчета таких характеристик заключается в определении зависимости основных параметров компрессора (степеней повышения давления, КПД и приведенных расходов воздуха, осредненных по первому и второму контурам) от приведенной частоты вращения и двух произвольных параметров, определяющих степень дросселиро-

вания по каждому контуру (рис. 2). Проще всего в качестве таких параметров использовать значения статических давлений на выходе из первого и второго (под вторым контуром подразумевается канал 3-го контура) контуров. При определении трехпараметрических характеристик вентилятора дросселирование контуров осуществляется независимо друг от друга при различных частотах вращения.

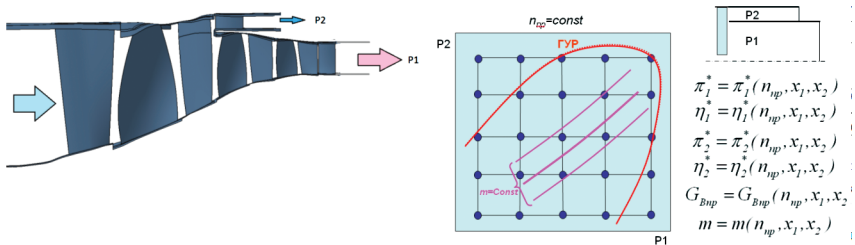


Рис. 2. Схема получения трехпараметрических характеристик компрессора

Поскольку трехпараметрическая характеристика компрессора по сути представляет собой некоторую поверхность в пространстве, иногда является более удобным представление характеристик в виде поверхностей, или линий уровня. Иллюстрации такой формы представления характеристик вентилятора представлены на рисунке 3.

Другая форма представления трехпараметрической характеристики КНД ТДИП изображена на рис. 4, где показаны напорные ветки при регулируемом и нерегулируемом ВНА. Общий вид ее близок к традиционному представлению зависимости степени повышения давления на выходе из КНД (1-й контур) от расхода воздуха на входе в компрессор при различных частотах вращения и степени дросселирования 3-го контура. Для удобства использования результатов расчета КНД ТДИП в ММ двигателя характеристика течения в 3-м контуре представлена в виде зависимости потерь полного давления в 3-м контуре от степени повышения давления в первой ступени и степени «трехконтурности» (отношение расхода воздуха через 3-й контур к расхода воздуха на входе в компрессор) на различных частотах вращения.

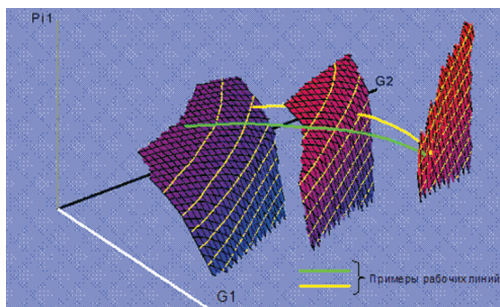


Рис. 3. Пример трехпараметрической характеристики вентилятора

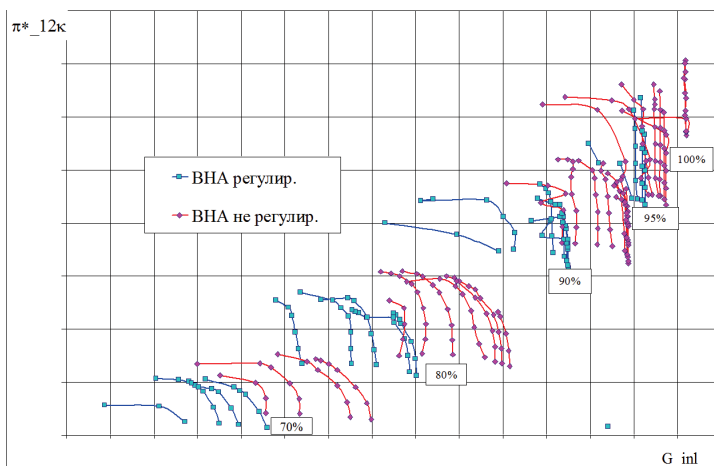


Рис. 4. Пример традиционного представления трехпараметрической характеристики вентилятора

Как показали результаты исследования, одним из «узких» мест в расчете характеристик КНД ТДИП является определение запасов ГДУ, когда на механизм развития срывных явлений оказывает влияние характер течения в 3-м контуре. В такой ситуации наибольший интерес представляют расчетные исследования с учетом взаимного влияния КНД (с 3-м контуром) и КВД в рамках единой расчетной области. Пример такого расчета для одной из компоновок компрессоров представлен на рисунке 5. Следует также отметить, что КНД такого многорежимного двигателя должен обладать высокими газодинамическими параметрами, как при «открытом», так и при «закрытом» 3-м контуре.

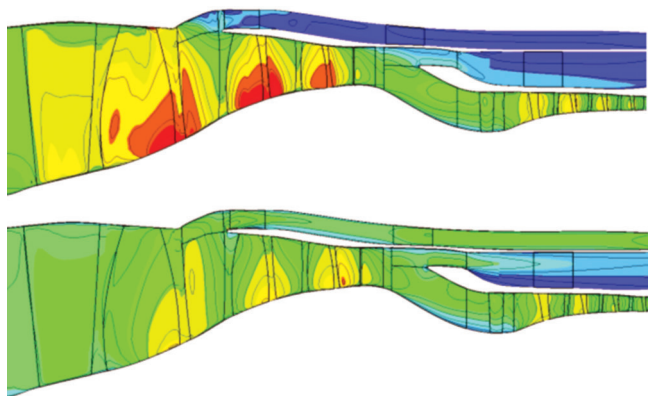


Рис. 5. Качественная картина течения в компрессорном модуле на режиме максимальной тяги (3-й контур «закрыт») и крейсерского полета (3-й контур «открыт»).



## Конструкция КНД

При рассмотрении различных вариантов КНД с отбором воздуха в 3-й контур также актуальным был вопрос о расположении механизма, осуществляющего дросселирование 3-го контура в зависимости от режима работы силовой установки. Прорабатывалась конструкция дросселирующего механизма, расположенного как на входе в 3-й контур (элемент КНД), так и на выходе из 3-го контура (элемент сопла). Каждое из рассматриваемых технических решений имело свои плюсы и минусы с точки зрения аэродинамики и конструкции.

На рисунке 6 показана компоновка перекрытия канала третьего контура при помощи кольцевой заглушки. В закрытом состоянии прорезы кольцевой заглушки 2 перекрывают пазы в полках 1 лопаток направляющего аппарата. Три гидроцилиндра 4, расположенных равномерно в окружном направлении, сдвигают заглушку 2 в окружном направлении, открывая при этом отбор.

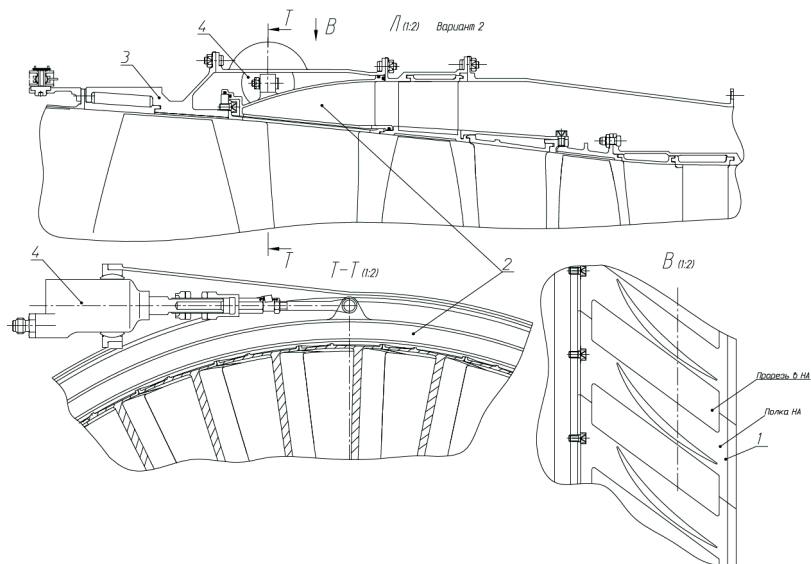


Рис. 6. Вариант перекрытия канала третьего контура при помощи кольцевой заглушки

На рисунке 7 приведен вариант перекрытия канала третьего контура при помощи отдельных клапанов. Направляющие лопатки 1 крепятся к корпусу перепуска 3 болтовыми соединениями. По количеству НА установлены заслонки 2, которые шарнирами 7 связаны с корпусом перепуска и с клапанами 4 тягами 6. Клапана запитываются через кольцевой коллектор вторичным воздухом из камеры сгорания в режиме перекрытия третьего контура. При открытии третьего контура полости клапанов сообщаются с атмосферой.

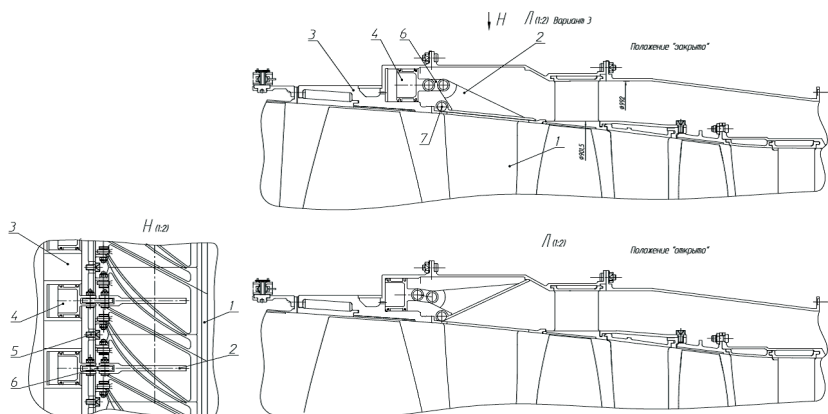


Рис. 7. Вариант перекрытия канала третьего контура при помощи отдельных клапанов

Оба варианта усложняют конструкцию, увеличивают габариты КНД в районе 1-й ступени, вносят дополнительные элементы управления.

Наиболее целесообразным решением является компоновка КНД с плавным входом в третий контур (рис. 8). Следует отметить ряд особенностей данной компоновки. Традиционно статор КНД выполняется либо с горизонтальным разъемом, либо с кольцевыми корпусами, так называемая чулочная сборка. Основным преимуществом горизонтального разъема является ремонтпригодность, недостатком — ухудшение технологичности изготовления. Кольцевые корпуса технологичны, но ремонт осуществляется полной разборкой КНД. При этом оба варианта выполняются в модульном исполнении, т. е. с постановкой и съемом целиком узла с двигателя. Выполнить КНД трехконтурного двигателя по описанным схемам проблематично. Обеспечение сборки приводит к отказу от модульности, невозможно будет демонтировать КНД в сборе. Необходимо скоординировать конструктивные решения обоих вариантов исполнения статора КНД.

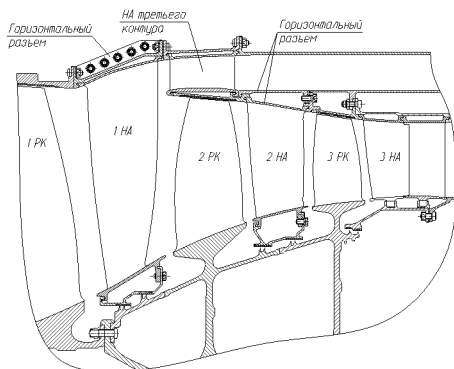


Рис. 8. КНД с плавным входом в третий контур

На рисунке 9 для наглядности приведен порядок разборки КНД после демонтированного 1НА. Для наглядности 2НА и обечайка над ним условно смещены вверх при неизменном осевом положении остальных элементов.

Для демонтажа исследуемого трехступенчатого КНД с блисковым ротором (рис. 9) необходимо наличие горизонтального разъема 1НА, 2НА и обечайки над 2НА. НА третьего контура — это кольцевая сборочная единица либо деталь, полученная известными методами (сваркой, аддитивными технологиями и др.).

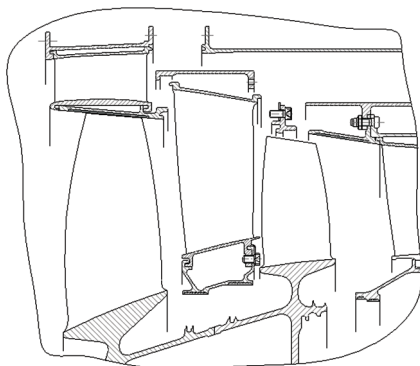


Рис. 9. Схема разборки (сборки) КНД

Сложность сборки данной конструкции обусловлена тем, что необходимо обеспечить крепление 2НА на корпусе статора, которое осуществляется через НА третьего контура. Например, для четырехступенчатого КНД задача значительно бы усложнилась. На данный момент это предварительная проработка, возможны также и другие варианты конструктивного исполнения статора КНД.

## Заключение

Таким образом, в рамках данной работы показана принципиальная возможность создания вентилятора 3-контурного двигателя на базе существующего КНД, получены характеристики в широком диапазоне частот вращения и степени дросселирования 3-го контура. Выполнена конструктивная проработка новых критических элементов двигателя-демонстратора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шмотин Ю.Н., Егоров И.Н., Карелин Д.В., Кикоть Н.В., Кретинин Г.В., Лещенко И.А., Федечкин К.С. Исследование эффективности применения независимо управляемого 3-го контура в силовой установке истребителя. 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. Шмотин Ю.Н., Кикоть Н.В., Кретинин Г.В., Лещенко И.А., Федечкин К.С. Исследование характеристик трехконтурного двигателя в составе силовой установки многоцелевого самолета. Сборник докладов научно-технической конференции «Климовские чтения — 2016». — СПб.: ОАО «Климов», 2016.

*М. В. Грибов, А. Е. Ремизов*

*ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный  
технический университет имени П. А. Соловьева», Рыбинск  
misterks@yandex.ru, ad@rsatu.ru*

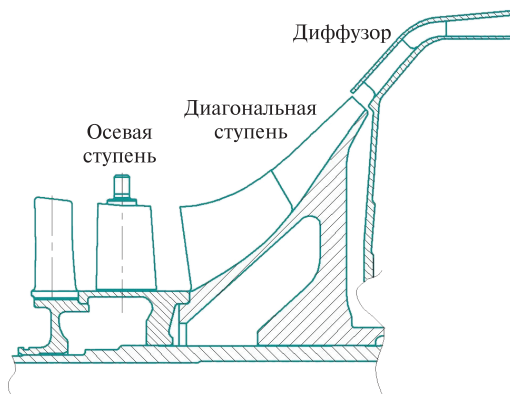
## **ПУТЬ РАЦИОНАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ МЕЖДУ ОСЕВОЙ И ДИАГОНАЛЬНОЙ СТУПЕНЬЮ В ОСЕДИАГОНАЛЬНОМ КОМПРЕССОРЕ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Установлен возможный диапазон улучшения параметров оседиагонального компрессора при изменении соотношения по КПД между осевой и диагональной ступенью. Описана целесообразность применения оседиагонального компрессора с точки зрения массогабаритных параметров. Показана возможность поиска оптимального соотношения по степени повышения давления осевой и диагональной ступени на начальных этапах проектирования. Для этого предлагается использование 3D-метода расчета осевой и диагональной ступени. Описаны дальнейшие пути поиска повышения характеристик оседиагонального компрессора, а также указан экономический эффект проведенных мероприятий.

Перспективной конфигурацией компрессора для малоразмерных газотурбинных двигателей (ГТД) является оседиагональный компрессор (рис. 1), в состав которого входит осевая ступень на входе и замыкается диагональной ступенью, находящейся на одном валу. Использование двух или трех ступеней в осевом блоке для увеличения степени повышения давления сопряжено со значительными трудностями, связанными с уменьшением жесткости ротора и с отстройкой от критических частот. Поэтому изменения степени повышения давления или напорности осевой ступени может быть достигнуто только лишь за счет изменения угла изгиба профиля лопатки осевой ступени компрессора. При этом изменение углов лопатки с целью увеличения степени повышения давления должно согласовываться с расходной характеристикой диагональной ступени.

Диагональная ступень позволяет не только заменить несколько осевых ступеней, тем самым сократив осевой размер компрессора, но и уменьшить диаметральные размеры компрессора по сравнению с центробежной ступенью. Данный компрессор обеспечивает достаточно высокую степень повышения давления при небольшом числе ступеней и улучшение эксплуатационных характеристик компрессора [1]. Следовательно, применение диагональной ступени является весьма актуальным для малоразмерных газотурбинных двигателей различного применения.

Самой важной задачей такой конструкции компрессора является подбор оптимального соотношения степеней повышения давления в осевой и диагональной ступени. Для этого нужно провести специализированные 3D-расчеты сначала в осевой ступени, а затем оседиагональной. Трехмерная модель построена в графической программе Unigraphics NX, затем в программном комплексе NUMECA строится расчетная сетка и далее импортируется в ANSYS CFX.

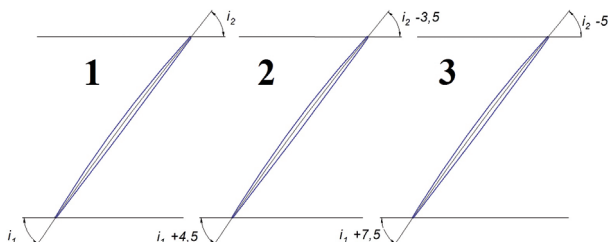


**Рис. 1.** Оседиагональная ступень компрессора

Выполненные ранее расчеты на предприятии ПАО «НПО «Сатурн»» показали, что базовый оседиагональный компрессор был неудовлетворительно плохо согласован между осевой и диагональной частью. Для того что бы рабочие точки находились в области максимального КПД, необходимо либо увеличить производительность осевой ступени, приблизив ее к расчетному значению приведенного расхода диагональной ступени, либо уменьшить производительность диагональной ступени. Был выбран первый путь, поскольку он представляется более перспективным и оправданным.

Необходимо получить высокие параметры осевой ступени, поскольку в базовом диагональном компрессоре соотношение степени повышения давления ( $\pi_k$ ) между диагональной и осевой ступеню составляет примерно 75% к 25%, тем самым это позволяет увеличить КПД оседиагонального компрессора.

Лопатки осевой ступени имеют прямую и слабоизогнутую геометрию профиля, поскольку оседиагональный компрессор имеет высокие окружные скорости и маленький втулочный диаметр (рис. 2). Изменим 3D-модель профиля лопатки в программном комплексе Unigraphics NX для того, чтобы получить более высокие характеристики всего оседиагонального компрессора, не усложняя конструкцию.



**Рис. 2.** Углы базовой лопатки осевой ступени (1); лопатка с измененной геометрией по варианту 1 (2); лопатка с измененной геометрией по варианту 2 (3)

Была построена расчетная сетка в программном комплексе NUMECA базовой лопатки осевой ступени (1), после чего провели расчет в программе ANSYS CFX. Изменили в Unigraphics NX углы по входу и выходу, далее так же была построена расчетная сетка для осевой ступени с измененной геометрией по варианту 1 и по варианту 2 и проведены для них расчеты в программе ANSYS CFX. По результату расчетов построили расчетные параметры рассматриваемых осевых ступеней [2], где линия рабочих режимов, показанная пунктирной линией, соответствует базовому результату совместного расчета оседагонального компрессора и турбины.

По расчетным характеристикам, показанным на рисунке 3, видно, что в измененной геометрии по варианту 1 базовой лопатки осевой ступени КПД выросло на 6%, а в измененной геометрии по варианту 2 базовой лопатки — на 5%.

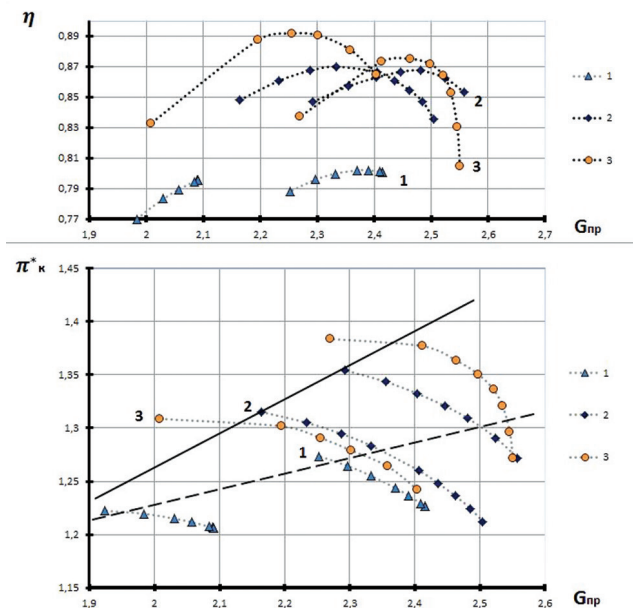


Рис. 3. Зависимость расчетных параметров осевой ступени компрессора

За счет изгиба профиля осевой лопатки удалось повысить КПД осевой ступени на 5–6%, но так как рассматривается не изолированная осевая ступень, а ее совместная работа с диагональной ступенью, необходимо установить, каким образом изменения геометрии осевой ступени повлияют на параметры совместной работы осевой и диагональной ступеней компрессора. Для этого проведем расчеты с базовым и с видоизмененным профилем лопатки.

Из приведенной характеристики, показанной на рисунке 4, видно, что первая измененная конструкция имеет КПД по отношению к базовой лопатке осевой ступени выше на 2,1%, а у второй измененной лопатки КПД выше на 2,3%.

Следовательно, высокий КПД осевой ступени не дает его значительного прироста конструкции оседиагонального компрессора в целом.

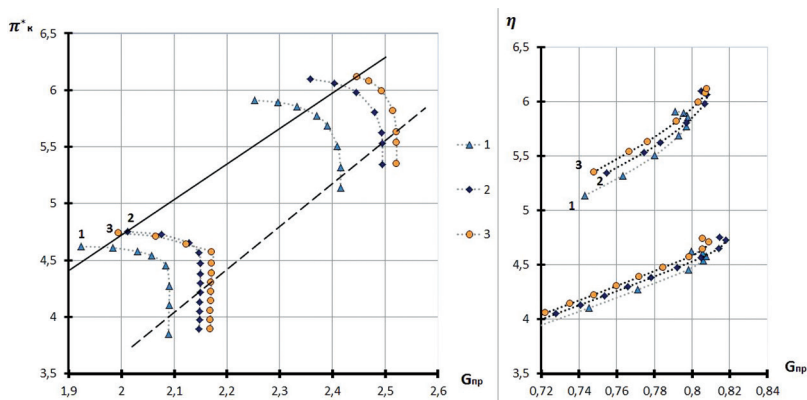


Рис. 4. Зависимость расчетных параметров оседиагонального компрессора

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что в диапазоне изменения углов мы реализовали почти весь возможный резерв по улучшению параметров совместной работы ступеней. Дальнейшая процедура с целью оптимизации углов осевой лопатки возможна, но рассчитывать на аналогичный положительный эффект по параметрам совместной работы осевой и диагональной ступеней не целесообразно.

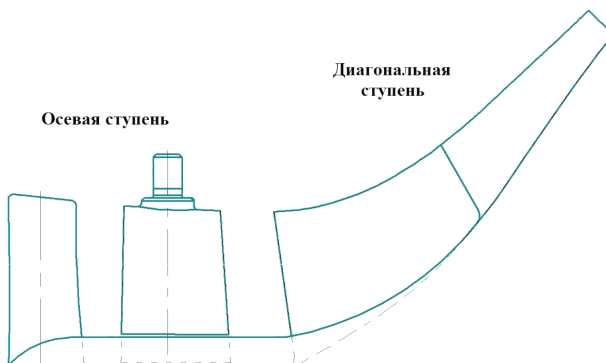
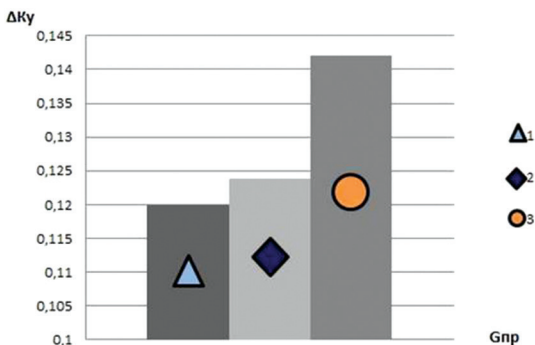


Рис. 5. Схема приблизительной геометрии проточной части оседиагонального компрессора

Дальнейший поиск путей повышения характеристик, по всей видимости, следует проводить не в оптимизациях геометрии лопатки осевой ступени, а в способах формирования меридионального сечения проточной части осе-

агонального компрессора (рис. 5) для сохранения значения скорости расхода, чтобы не потерять напорность оседагонального компрессора. Лучше изменить втулочный диаметр, поскольку при этом будет осуществляться разгон меридиональной скорости, что благоприятно скажется на структуре всего потока.

За счет изгиба профиля осевых лопаток на входе и на выходе, как показано на рисунке 2, запас газодинамической устойчивости ( $\Delta K_u$ ) в оседагональном компрессоре не потеряли (рис. 6), следовательно, данные мероприятия не приведут к усложнению системы регулирования и повышению стоимости (1 — базовая лопатка осевой ступени; 2 — лопатка с измененной геометрией по варианту 1; 3 — лопатка с измененной геометрией по варианту 2).



**Рис. 6.** Сравнение запасов газодинамической устойчивости рассматриваемых оседагональных компрессоров на максимальном режиме

Получили потенциальную возможность повышения КПД в относительных величинах совместной работы осевой и диагональной ступеней, что почти прямо пропорционально снижает удельный расход топлива, т. е. сокращение затрат на топливо на каждый километр. При повышении КПД для ТРДД на 2,3% можно ожидать улучшения топливной экономичности на 2%.

Таким образом, за счет увеличения степени повышения давления осевой ступени, изменяя конструкцию ее профиля, в итоге способствуют увеличению газодинамических параметров оседагонального компрессора, не усложняя систему регулирования. Дальнейшее увеличение КПД возможно за счет изменения проточной части оседагонального компрессора по втулочному диаметру, как показано на рисунке 5.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. — М.: Мир, 2000. — 688 с.
2. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1983. — 213 с.



## **О ВОЗМОЖНОСТИ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ВИНТА САМОЛЕТА**

В статье рассмотрена возможность повышения экономичности силовой установки с ТВД за счет изменяемой частоты вращения воздушного винта. В зависимости от условий полета — высоты, скорости, отклонения температуры воздуха от стандартных атмосферных условий и режима работы двигателя — выбирается оптимальная частота вращения воздушного винта, обеспечивающая наиболее эффективный режим совместной работы двигателя и винта с точки зрения обеспечения минимальных удельных расходов топлива. На примере анализа работы двигателя ТВ7-117СТ с воздушным винтом АВ-112 предложен алгоритм работы системы автоматического управления двигателем для обеспечения оптимальных условий работы двигательной установки.

Самолеты с турбовинтовыми двигателями (ТВД) играют важную роль в обеспечении коммерческих пассажирских перевозок на небольшие расстояния и в военно-транспортной авиации. По сравнению с самолетами с турбореактивными двигателями они имеют лучшую топливную эффективность и меньшую суммарную стоимость эксплуатационных расходов [1, 2] при использовании на местных воздушных линиях.

Для еще большего снижения удельных расходов топлива в настоящее время проводятся многочисленные научные исследования, связанные в основном с улучшением аэродинамики воздушного винта и крыла самолета [3, 4].

Предметом настоящей статьи является рассмотрение возможности повышения топливной эффективности двигательной установки за счет оптимального выбора частоты вращения воздушного винта.

В процессе набора высоты мощность двигателя требуется меньшая, чем при взлете, но частота вращения воздушного винта обычно поддерживается такая же, как и при взлетном режиме.

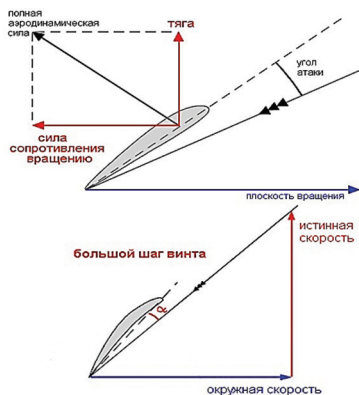
При этом, хотя скорость полета остается практически постоянной, шаг винта меняется таким образом, чтобы при фиксированной частоте вращения воздушного винта обеспечивать требуемую мощность, задаваемую положением РУД. По мере увеличения высоты уменьшаются давление, температура и плотность окружающего воздуха, поэтому для обеспечения заданной мощности на валу воздушного винта шаг винта обычно незначительно увеличивается. Угол атаки профиля лопасти винта при этом может оказаться не оптимальным.

Установившийся полет на крейсерском режиме, как правило, происходит при постоянной скорости самолета и для этого мощность двигателя требуется меньшая, чем при наборе высоты или, тем более, при взлете. Оптимальные режимы мощности и скорости вращения винта указываются в руководстве по летной эксплуатации самолета. Обычно при переходе на крейсерский режим рекомендуется сначала уменьшить мощность двигателя, а затем уменьшить частоту вращения винта. В течение всего полета регулятор поддержания постоянных

оборотов управляет углом установки лопастей винта, чтобы сохранить заданную частоту вращения выводного вала двигателя. Однако вполне может оказаться, что эта заданная частота вращения воздушного винта не является оптимальной с точки зрения обеспечения минимального удельного расхода топлива (расхода топлива на единицу мощности двигателя или на единицу тяги двигательной установки — суммарной тяги винта и реактивной тяги сопла) при изменении внешних условий.

Современные турбовинтовые двигатели, используемые на самолетах, работают с воздушными винтами изменяемого шага и, как правило, на режиме задания постоянной частоты вращения выводного вала.

Если с помощью рычага управления двигателем (РУД) летчик при взлете самолета задает максимальный режим работы двигателя («ВЗЛ»), то при увеличении скорости движения самолета система автоматического управления (САУ) будет постепенно увеличивать шаг винта. При этом угол атаки лопасти винта (угол  $\alpha$  на рисунке 1) остается примерно постоянным и равным приблизительно  $1-4^\circ$ . Винт будет работать с положительной тягой и сила сопротивления вращению, т. е. мощность двигателя, остается практически постоянной. При взлете самолета обычно используется максимальная мощность двигателя и максимальная частота вращения воздушного винта.



**Рис. 1.** Обеспечение требуемого угла атаки лопасти винта при увеличении скорости движения путем изменения шага винта при постоянной скорости вращения вала винта

В целях рассмотрения возможности улучшения экономичности ТВД путем выбора оптимального закона регулирования частоты вращения выводного вала, было выполнено математическое моделирование совместной работы ТВД и самолетного воздушного винта. Для примера был рассмотрен вариант использования турбовинтового двигателя ТВ7-117СТ с воздушным винтом АВ-112 для применения на самолете типа Ил-114 или Ил-112В.

## Математическое моделирование турбовинтового двигателя и воздушного винта

Двигатель ТВ7-117СТ представляет собой форсированную по мощности модификацию серийного двигателя ТВ7-117С, используемого на пассажирском самолете Ил-114.

Двигатель ТВ7-117СТ — турбовинтовой двигатель с осецентрированным компрессором, кольцевой камерой сгорания, осевой двухступенчатой турбиной компрессора и осевой двухступенчатой турбиной свободной. Двигатель обеспечивает на взлетном режиме мощность  $N_B = 2800$  л. с. при приведенном расходе воздуха через компрессор  $G_{B\text{пр}} = 8,5$  кг/с и суммарной степени сжатия воздуха в компрессоре  $\pi_K^* = 14,5$ .

В качестве воздушного винта рассмотрен винт изменяемого шага АВ-112 с диаметром  $D = 3,9$  м и максимальной рабочей частотой вращения вала  $n_{\text{ВВ}} = 1200$  об/мин.

Моделирование работы двигателя ТВ7-117СТ было проведено с использованием расчетно-экспериментальных характеристик осевого компрессора, центробежного компрессора, камеры сгорания, турбины компрессора, турбины свободной и выходного устройства. Для определения потерь во входном самолётном устройстве учитывались результаты опытно-экспериментальных работ, проведенных на базовом двигателе ТВ7-117С на летающей лаборатории Ил-76. При моделировании редуктора для вывода мощности на воздушный винт были учтены потери мощности на работу регулятора воздушного винта, отборы мощности на электрогенератор и отборы мощности на гидравлический насос, обеспечивающий работу гидросистемы самолета.

Для моделирования работы воздушного винта использованы его характеристики, полученные экспериментально при продувках модели в аэродинамической трубе ЦАГИ им. Жуковского и расчетным путем с помощью современных методов трехмерного моделирования работы винта в воздушных потоках при различных давлениях и температурах воздуха на входе.

Математическая модель двигателя представляет собой сложную систему нелинейных алгебраических уравнений, которая может быть решена методом последовательных приближений или с помощью усовершенствованных методов линейной алгебры (метод Киффера с использованием чисел Фибоначчи или «овражный алгоритм» И.М. Гельфанда [5]).

## **Результаты моделирования крейсерского полета самолета**

Для исследования влияния частоты вращения воздушного винта на величины удельных расходов топлива с помощью математической модели были выполнены серии расчетов на режимах с различными полетными условиями и различными режимами работы двигателя.

Особое внимание было уделено исследованию крейсерского режима полета, как режима, в основном определяющего общие расходы топлива при эксплуатации самолета.

В соответствии с техническим заданием на разработку двигателя и винта на крейсерском режиме полета определена частота вращения ротора выводного вала двигателя равная  $n_{\text{ВВ}} = 1100$  об/мин (91,7%, за 100% принято 1200 об/мин).

Крейсерский полет обычно характеризуется установившимся режимом работы двигателя и винта, т. е. полет происходит на постоянной высоте с постоянной мощностью двигателя и с постоянной скоростью. Тяга винта в этом случае тоже постоянна.

На рисунке 2 представлена упрощенная характеристика воздушного винта в координатах коэффициент мощности  $\beta$  — поступь винта  $\lambda$ .

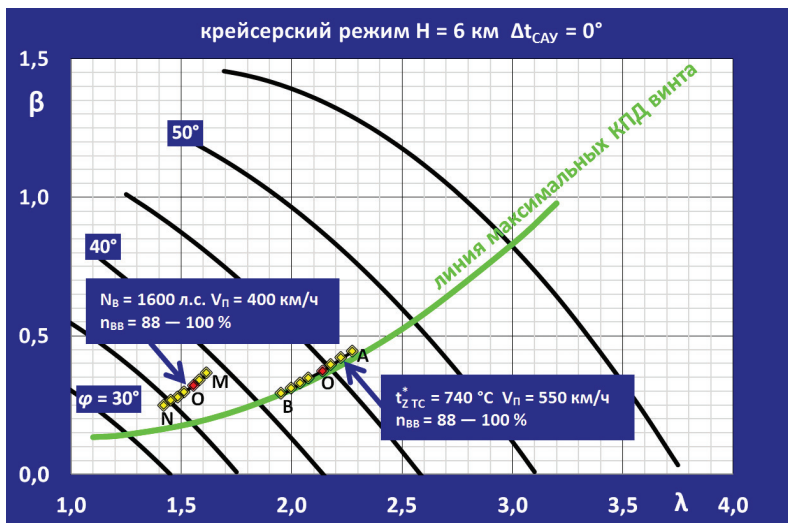


Рис. 2. Положение линии крейсерского режима с переменной частотой  $\eta_{ВВ}$  на мощностной характеристике винта

Безразмерный коэффициент мощности  $\beta = N_B / \rho n^3 D^5$ , где:  $N_B$  — мощность на валу воздушного винта (Вт),  $\rho$  — плотность воздуха ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ),  $n$  — частота вращения ротора винта (1/с),  $D$  — диаметр винта (м).

Безразмерная поступь винта  $\lambda = V_{П} / nD$ , где:  $V_{П}$  — скорость полета (м/с).

Аналогичная характеристика может быть построена и для коэффициента тяги воздушного винта:  $\alpha = R_B / \rho n^2 D^4$ , где:  $R_B$  — тяга воздушного винта (Н).

На рис. 2 представлены две линии АОВ и МОН для двух крейсерских режимов с различными полетными условиями. Точки А, М соответствуют частотам вращения вала винта 88%, точки В, N — 100% и точки О — штатной частоте вращения 91,7%.

Первый крейсерский режим (со скоростью полета  $V_{П} = 550$  км/ч) располагается практически на линии максимальных КПД воздушного винта, поэтому изменение частоты вращения незначительно изменяет КПД воздушного винта. Расчеты данного полетного режима показали, что оптимальная частота вращения составляет 90% (вместо 91,7%) и выигрыш в удельном расходе топлива по суммарной тяге составляет величину около 1%.

Второй полетный режим ( $V_{П} = 400$  км/ч) располагается не на линии максимальных КПД воздушного винта и здесь изменение частоты вращения может привести к более существенному росту экономичности двигателя. В таблице 1 приведены результаты расчета тяги винта и расхода топлива при переменной частоте вращения выводного вала (от 88 до 100%) для данного режима полета.

Таблица 1

Расчет полета на высоте  $H = 6$  при скорости полета  $V_{П} = 400$  км/ч  
на крейсерском режиме (поддержание мощности на уровне  $N_B = 1600$  л. с.)  
и при переменной частоте вращения  $n_{ВВ}$

| Исследуемый параметр, его размерность и обозначение |        |                 | Полученные значения рассчитанных величин |       |              |       |       |       |              |
|---|--------|-----------------|--|-------|--------------|-------|-------|-------|--------------|
| Частота вращения выводящего вала                    | %      | $n_{ВВ}$        | 88                                       | 90    | <b>91,7</b>  | 94    | 96    | 98    | <b>100</b>   |
| Полная температура газа перед турбиной свободной    | °С     | $t_{ЗТС}^*$     | 728                                      | 727   | 727          | 726   | 725   | 725   | 724          |
| Физический часовой расход топлива                   | кг/ч   | $G_T$           | 321,4                                    | 320,2 | <b>319,2</b> | 317,9 | 317,1 | 316,3 | <b>315,9</b> |
| Физическая мощность на выводящем валу               | л. с.  | $N_B$           | 1600                                     | 1600  | <b>1600</b>  | 1600  | 1600  | 1600  | <b>1600</b>  |
| Тяга воздушного винта                               | кгс    | $R_B$           | 949,6                                    | 953,8 | <b>956,8</b> | 961,3 | 964,3 | 968,0 | <b>971,6</b> |
| Тяга сопла реактивная с учетом входного импульса    | кгс    | $R_C$           | 17,9                                     | 17,5  | 17,2         | 16,9  | 16,6  | 16,3  | 16,2         |
| Суммарная тяга силовой установки                    | кгс    | $R = R_B + R_C$ | 967,5                                    | 971,3 | <b>974,0</b> | 978,2 | 980,9 | 984,3 | <b>987,8</b> |
| Угол поворота лопасти воздушного винта              | градус | $\varphi$       | 38,69                                    | 37,82 | 37,09        | 36,16 | 35,41 | 34,68 | 33,99        |
| Коэффициент тяги воздушного винта                   | —      | $\alpha$        | 0,197                                    | 0,189 | 0,183        | 0,175 | 0,168 | 0,162 | 0,156        |
| Коэффициент мощности воздушного винта               | —      | $\beta$         | 0,363                                    | 0,339 | 0,321        | 0,298 | 0,280 | 0,263 | 0,247        |

| Исследуемый параметр, его размерность и обозначение |             |                 | Полученные значения рассчитанных величин |       |              |       |       |       |              |
|---|-------------|-----------------|--|-------|--------------|-------|-------|-------|--------------|
| Поступь воздушного винта                            | —           | $\lambda$       | 1,619                                    | 1,583 | 1,553        | 1,515 | 1,484 | 1,454 | 1,425        |
| Коэффициент полезного действия воздушного винта     | —           | $\eta$          | 0,879                                    | 0,883 | <b>0,885</b> | 0,890 | 0,892 | 0,896 | <b>0,899</b> |
| Удельный расход топлива по мощности                 | кг / л. с.ч | $C_N = G_T/N_B$ | 0,201                                    | 0,200 | <b>0,199</b> | 0,199 | 0,198 | 0,198 | <b>0,197</b> |
| Удельный расход топлива по суммарной тяге           | кг / кгс.ч  | $C_R = G_T/R$   | 0,332                                    | 0,330 | <b>0,328</b> | 0,325 | 0,323 | 0,321 | <b>0,320</b> |

Из рассмотрения таблицы 1 следует, что с точки зрения достижения максимальной тяги винта на единицу расхода топлива наиболее эффективной частотой вращения воздушного винта в указанных условиях является не штатная частота, равная 91,7%, а более высокая частота вращения — в данном примере равная 100%. Удельный расход топлива по мощности уменьшается незначительно (с 0,199 до 0,197 кг/кгс.ч), но при этом на постоянной мощности возрастает тяга силовой установки и удельный расход топлива по тяге уменьшается с 0,328 кг/кгс.ч до 0,320 кг/кгс.ч — более чем на 2,4%.

Это означает, что при прочих равных условиях при оптимальном выборе частоты вращения воздушного винта может быть достигнута такая же экономия топлива или соответствующее увеличение дальности полета.

### Возможные алгоритмы поиска оптимальной частоты вращения воздушного винта

Системы управления большинства существующих воздушных винтов, разработанных в 60–70-х годах, выполнены гидромеханическими (на основе центробежных регуляторов скорости). Данные системы обычно настроены на одно значение поддерживаемой частоты вращения, иногда имеют возможность ее перенастройки за счет специального рычага, связанного с РУД и управляемого пилотом.

Поддерживаемое значение частоты вращения вала винта в таких системах имеет переменную ошибку, которая зависит от характеристик регулятора (его статизма), температуры рабочей жидкости (масла), режима работы двигательной установки. Данная ошибка может достигать значительных величин.

Более современные электронно-гидромеханические системы управления воздушным винтом, созданные в 80–90-х годах (Ан-70, Ил-114) могут работать в двух режимах — в штатном режиме электронная система управления осуществляет поддержание частоты вращения вала винта, при ее отказе эту функцию выполняет резервная гидромеханическая система с меньшей точностью.

Переход на электронные системы управления позволил существенно повысить точность регулирования частоты вращения вала винта, но при этом законы регулирования в целом остались практически такие же, как в ранее разработанных гидромеханических системах (поддержание постоянной частоты вращения вала винта или ее изменение в зависимости от положения РУД).

Разрабатываемые в настоящее время цифровые системы управления могут реализовывать более сложные законы регулирования, включающие в себя элементы оптимизации и адаптации.

Основные направления развития САУ в этой части:

- интеграции систем управления воздушного винта и двигателя в единую систему, осуществляющую согласованное управление двигательной установкой;
- взаимодействие интегрированной САУ двигателя и воздушного винта с системами ЛА по высокоскоростным кодовым линиям связи для обеспечения работы данных систем в едином информационном поле;
- увеличение вычислительных ресурсов системы, позволяющее реализовывать законы регулирования на основе бортовых математических моделей.

К подобным системам относится система автоматического управления двигателем ТВ7-117СТ и воздушного винта АВ-112, входящих в двигательную установку самолета ВТА ИЛ-112В, реализованная на основе электронного блока автоматического регулирования и контроля БАРК-65СТМ.

Для формирования оптимального значения частоты вращения воздушного винта рассматриваемая САУ располагает следующим набором входной информации:

- параметры двигателя: температура и давление на входе в компрессор, давление воздуха за компрессором, температура газов перед свободной турбиной, частоты вращения роторов, мощность на выводном валу двигателя, расход топлива;
- параметры воздушного винта: частота вращения, угол поворота лопастей;
- параметры полета: скорость и высота полета, температура и давление атмосферного воздуха;
- параметры управления: информация от экипажа или автопилота об этапе полета и задаче на оптимизацию.

Вычислительные возможности БАРК и наличие энергонезависимого запоминающего устройства, а также блока хранения данных в САУ, позволяют

использовать для формирования законов регулирования как регрессионные математические модели расчета отдельных параметров, так и полноразмерные быстродействующие модели двигательной установки в целом.

### Анализ тяговых характеристик двигателя с использованием расчетно-экспериментальных характеристик винта

Предлагаемый алгоритм работает в масштабе реального времени и по решающему сигналу от летчика может через блок автоматического регулирования и контроля (БАРК) корректировать программное значение частоты вращения ротора турбины свободной (выводного вала) (рис. 3).

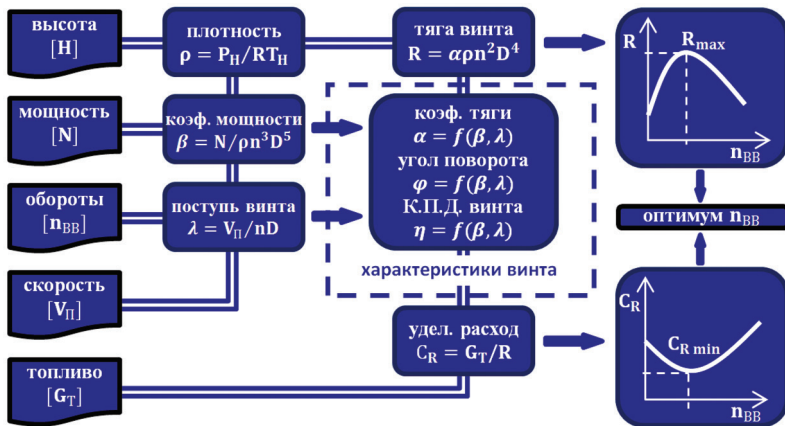


Рис. 3. Использование характеристик винта для поиска оптимального значения частоты вращения выводного вала

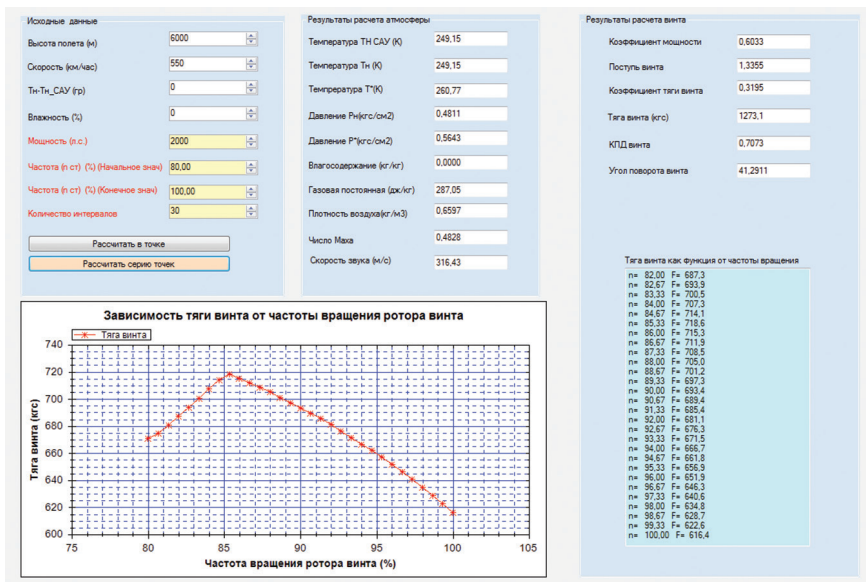
В качестве исходной информации используются данные, получаемые от самолетной системы измерения и от системы измерения параметров двигательной установки: высота полета, температура окружающего воздуха, мощность на выводном валу, частота вращения выводного вала, скорость полета и расход топлива. По выполненным измерениям производится расчет плотности воздуха, поступи винта и коэффициента мощности винта.

По этим исходным данным осуществляется вход в характеристику винта (представленную в виде матриц расчетных и экспериментальных данных). По характеристике винта определяются коэффициент тяги винта, угол поворота лопастей винта и коэффициент полезного действия винта. После чего рассчитывается тяга винта и удельный тяговый расход топлива. Данная процедура повторяется в диапазоне возможных частот вращения выводного вала и определяется оптимальное значение частоты для данных условий полета.

В целях проверки работоспособности данного алгоритма он был реализован в виде программного комплекса на языке C# для персональной ЭВМ. Ин-



терфейс работающей программы и результаты расчета для одной из полетных точек представлены на рисунке 4. Алгоритм показал высокую скорость и устойчивость выполнения расчетов для широкого диапазона полетных условий.



**Рис. 4.** Фрагмент работы программы по поиску оптимальной частоты вращения воздушного винта в полете на крейсерском режиме при заданном значении уровня мощности

## Использование математической модели ГТД или предварительно рассчитанных таблиц оптимальных значений частот вращения

Выбор оптимальной частоты вращения выводного вала можно осуществить при наличии в программно-аналитическом обеспечении БАРК математической модели двигательной установки или предварительно рассчитанных по этой модели оптимальных величин частот, охватывающих все возможные условия полета. САУ дополняется специальным оперативным модулем оптимизации.

На рисунке 5 представлена блок-схема возможной реализации оптимизационного модуля.

Алгоритм работы модуля включает в себя несколько этапов и задач. На первом этапе определяются все необходимые параметры текущего состояния полета.

На втором этапе решается задача по расчету оптимальной частоты вращения выводного вала средствами БАРК для текущего установившегося режима работы двигателя по одному из имеющихся в наличии методов-алгоритмов (модель ГТД или таблицы оптимальных состояний).

На третьем этапе программно-заданная (штатная) частота вращения выводного вала средствами БАРК корректируется на величину рассчитанной поправки и достигает оптимального значения.

По завершении работы модуля в БАРК передаются инструкции по обнулению всех внесенных в САУ поправок.

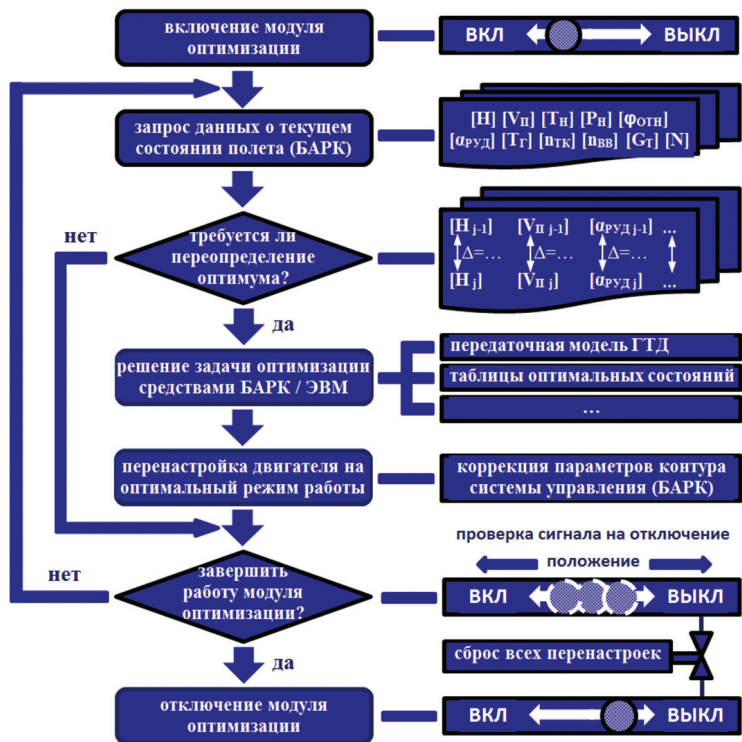


Рис. 5. Блок-схема оптимизационного модуля

Для перехода в точку оптимума параллельно с коррекцией частоты вращения ротора турбины свободной (выводного вала) может также корректироваться и значение поддерживаемой мощности двигателя, если ее изменение может привести к дополнительному выигрышу по экономичности.

На рисунке 6 представлен вариант оптимизации частоты вращения вала винта одновременно со снижением режима в условиях сохранения постоянной скорости полета (тяги).

В условиях сохранения постоянной тяги двигателя и внешних атмосферных условий переход от программных значений  $n_{кпр} = 107,0\%$ ,  $n_{вв} = 91,7\%$  к новым значениям  $n_{кпр} = 106,6\%$ ,  $n_{вв} = 88,6\%$  дает экономию по тяговому удельному расходу (от 0,416 кг/кгс.ч до 0,407 кг/кгс.ч), что составляет примерно 2,2%.

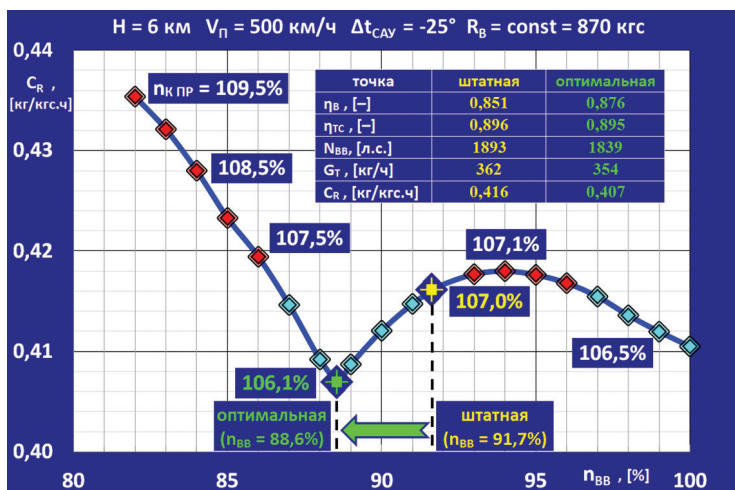


Рис. 6. Оптимизация с одновременной коррекцией частот вращения двух роторов

Таким образом, самолет сможет взять на борт большее число пассажиров, дополнительный груз или совершить более продолжительный перелет, сократить расходы на дорогостоящее топливо, повысить финансовую прибыль компании и конкурентоспособность изделия на мировом рынке.

## Выводы

1. В ходе исследований установлено, что фиксированная частота вращения вала воздушного винта на режимах работы турбовинтового двигателя самолета при различных полетных условиях может быть не эффективной (оптимальной) с точки зрения обеспечения минимальных удельных расходов топлива.
2. Определение оптимальной частоты вращения винта на установившемся режиме полета можно проводить по одному из предложенных алгоритмов с помощью расчетов по быстродействующей математической модели двигательной установки, загруженной в электронный регулятор САУ.
3. Повышение экономичности двигателя за счет снижения удельных и путевых расходов топлива на величину до 2,5% (в зависимости от полетных условий) можно реализовать без внесения конструктивных изменений в двигатель или самолет путем доработки программного обеспечения электронного регулятора САУ в целях оптимизации программного значения частоты вращения вала воздушного винта.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Saravanamuttoo H.I.H. Modern turboprop engines, Aerospace Sciences, Vol. 24, No. 3, 1987. P. 225–248.

2. Babikian R., Lukachko R.S.P. and Waitz I.A. The historical fuel efficiency characteristics of regional aircraft from technological, operational, and cost perspectives, *Journal of Air Transport Management*, Vol. 8, No. 6, 2002. P. 389–400.
3. Cho J., Lee J.C. Propeller Blade Shape Optimization for Efficiency Improvement, *Computer & Fluids*, Vol. 27, No. 3, 1998. P. 407–419.
4. Veldhuis L.L.M. and Heyma P.M. Aerodynamic optimization of wings in multi-engines tractor propeller arrangements, *Aircraft design*, Vol. 3, No. 3, 2000. P. 129–149.
5. Дружинин Л.Н., Швец Л.И., Ланин Л.И. Математическое моделирование ГТД на современных ЭВМ при исследовании параметров и характеристик авиационных двигателей. — Труды ЦИАМ, № 832, 1979. — 45 с.

*Э.А. Бошканец, А.А. Еремин*

*ПАО «НПО “Сатурн”», Рыбинск*

## **АЭРОМЕХАНИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ КОМПРЕССОРА В СРЕДЕ ANSYS WORKBENCH**

В докладе представлены результаты создания методики аэромеханического проектирования лопаточных венцов компрессора в интегрированной среде ANSYS Workbench. Приведено описание структуры и функционала рабочего проекта.

Изложена постановка задачи, особенности расчетных моделей, принятые граничные условия. Даны рекомендации по реализации облика проектируемых компрессоров, с точки зрения обеспечения наиболее приемлемых аэродинамических и прочностных характеристик. Разобраны особенности компонентов расчетной среды, выделены преимущества и недостатки. Приведены примеры отработки описываемой методики на различных проектах.

Процесс проектирования лопаточных машин требует решения разнообразных инженерных задач и довольно очевидным является стремление разработчиков получать эти решения максимально быстро и комплексно. Для достижения данной цели специалистами конструкторского отдела компрессоров Опытно-конструкторского бюро ПАО «НПО “Сатурн”» решено использовать возможности платформы ANSYS Workbench. Выбранная инженерная среда имеет тесную интеграцию между расчетными компонентами, удобный интерфейс в виде блок-схем, что позволяет удобно и гибко подготавливать и проводить расчеты, включая сложные междисциплинарные задачи. Результатом проведенной работы является создание проекта, позволяющего выполнить комплекс поставленных задач.

Типовая схема проекта представлена на рисунке 1. В состав проекта входит четыре блока:

1. Блок профилирования лопаточных венцов, создания расчетной модели и определения аэродинамических характеристик компрессора.
2. Блок оценки статической прочности.
3. Блок оценки динамической прочности.
4. Блок расчетных значений параметров.

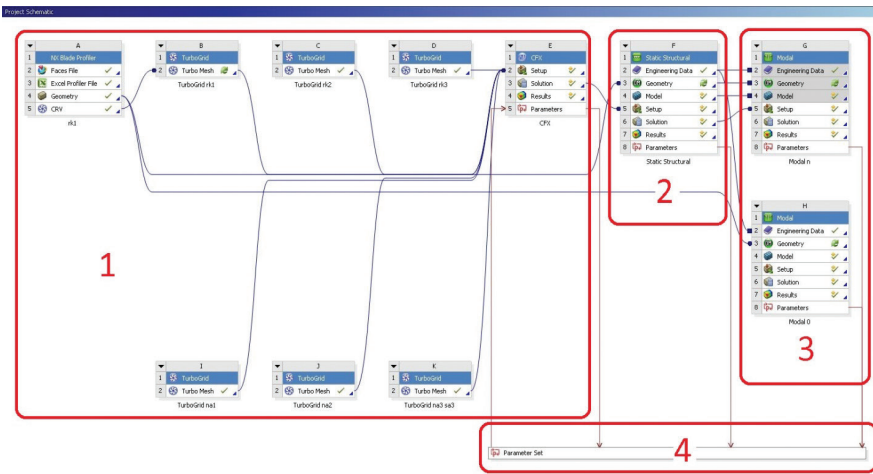


Рис. 1. Типовая схема проекта

Профилрование лопаточных венцов компрессора ведется с помощью модуля восстановления геометрических параметров разработки ПАО «НПО «Сатурн»» («профилатора») в CAD/CAM/CAE-системе Siemens NX. Для интеграции модуля профилатора в среду Workbench специалистами отдела систем инженерного анализа разработан компонент NX Blade Profiler (рис. 2), входными данными для которого является генерируемый файл профилатора и файл с поверхностями проточной части, по которым происходит восстановление профилей лопаток и передача данных в сеточный генератор.

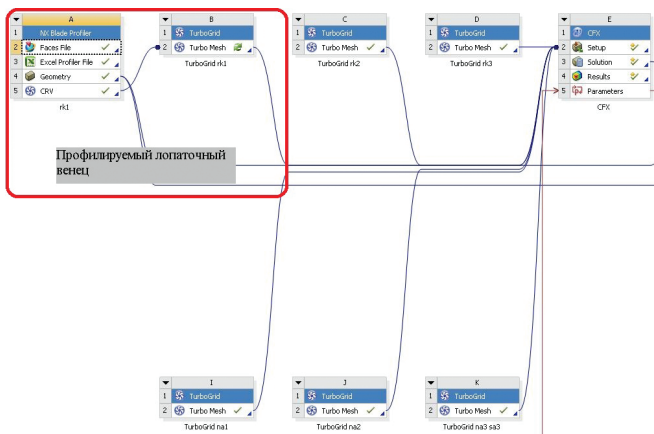


Рис. 2. Интеграция модуля профилатора в среду ANSYS Workbench

Сеточная дискретизация выполняется в модуле ANSYS TurboGrid, предназначенном для создания гексаэдрических сеток расчетных областей лопаточных машин. Метод построения топологии — New Automatic Topology & Meshing (ATM Optimized), применяемый сеточный шаблон представлен на рисунке 3.

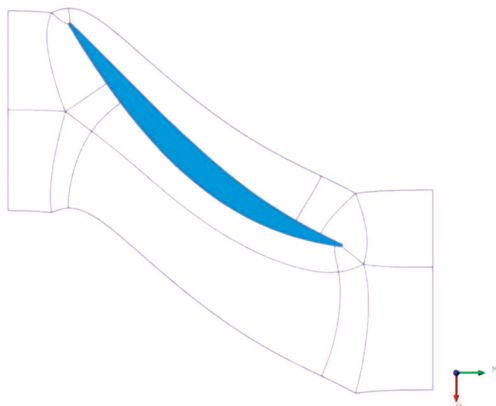


Рис. 3. Сеточный шаблон Single Round Round Symmetric

В качестве расчетного комплекса вычислительной газовой динамики выбран ANSYS CFX. Рабочим телом является газ с молярной массой воздуха, подчиняющийся уравнению состояния идеального газа. Течение газа моделируется адиабатическим, теплопроводным с переменной теплоемкостью, вязким и турбулентным. В расчетах применяется двухпараметрическая модель турбулентности  $k-\epsilon$ . Расчеты выполняются в стационарной постановке на схеме High Resolution.

С целью уменьшения расчетной области на боковых поверхностях используются граничные условия типа «периодичность». Это упрощение позволяет моделировать сектор размером, равным шагу решетки.

На границе стыковки расчетных сеток лопаточных венцов применяется граничное условие типа stage, моделирующее полное перемешивание неравномерности потока в окружном направлении на входе в венец.

В зависимости от характера ветвей характеристики компрессора на выходе могут устанавливаться значения статического давления или расхода воздуха с выполнением условия радиального равновесия в данном сечении. В первом случае для получения напорных характеристик выполняется постепенное увеличение статического давления на выходе, имитируя процесс дросселирования до расчетной границы газодинамической устойчивости. Таким образом, граница газодинамической устойчивости на каждой расчетной частоте вращения определяется максимально возможным уровнем статического давления на выходе из расчетной области и способностью решателя устойчиво выполнять процесс сходимости по невязкам.

Для остановки процесса решения в зависимости от установленных критериев сходимости применяется функция Interrupt Control, которая прерывает расчет при достижении условий заданного пользователем логического выражения.

Оценка статической и динамической прочности проводится посредством программного продукта ANSYS Multiphysics (рис. 4), возможности которого позволяют получать решения междисциплинарных задач, используя единую конечно-элементную модель.

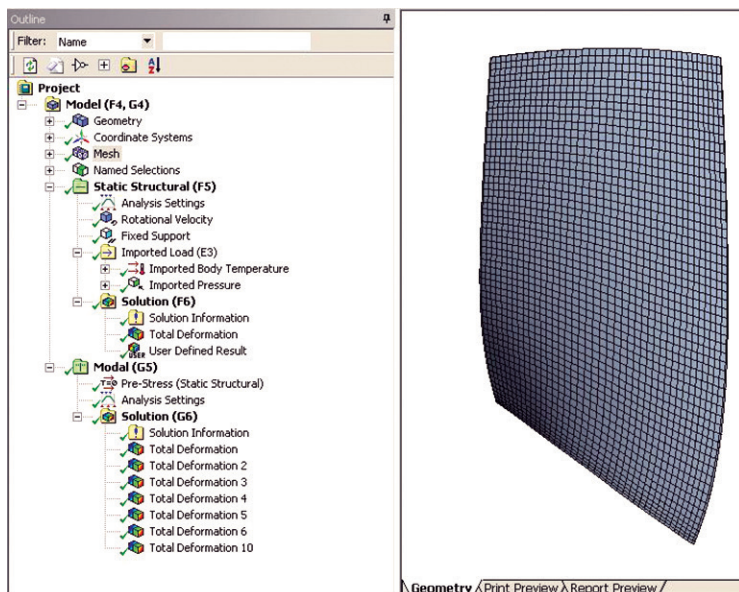


Рис. 4. Граничные условия в ANSYS Multiphysics

В используемой расчетной модели прикладываются следующие граничные условия:

- задание свойств материала лопатки производится в Engineering Data;
- жесткое закрепление поверхности во втулочном сечении лопатки (имитация замка);
- вращение тела лопатки вокруг оси компрессора;
- на поверхность лопатки переносятся нагрузки от действия газовых сил и температурное состояние профиля лопатки из решения компонента CFX.

Для предварительной оценки прочностных характеристик проектируемого лопаточного венца анализируется:

- распределение статических эквивалентных напряжений по профилю лопатки;
- формы собственных и вынужденных колебаний с дальнейшим построением резонансной диаграммы.

Окно управления проектом изображено на рисунке 5. Параметры, которые задаются в качестве начальных условий и получаются в результате решения задачи в каждом из компонентов проекта, управляются в удобной для экспорта в сторонние программные решения табличной форме.

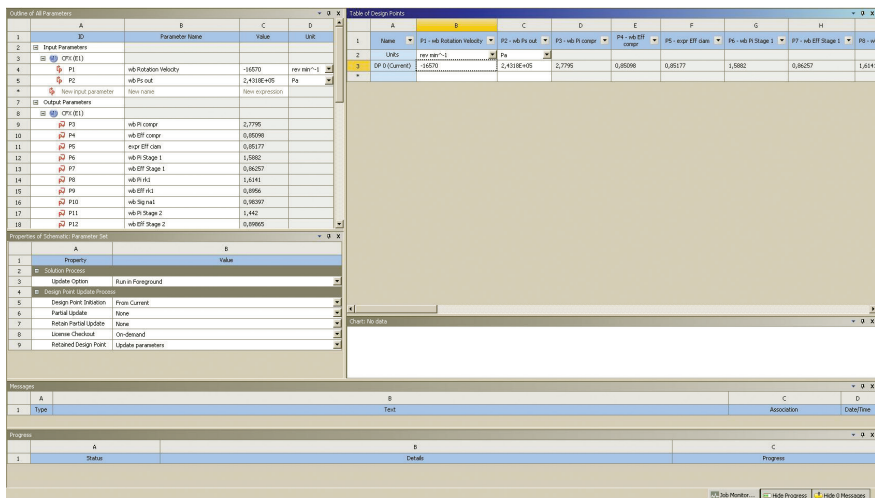


Рис. 5. Окно проекта с параметрами (Parameter Set)

## Выводы

С целью оптимизации временных затрат и удобства рабочего процесса создана методика аэромеханического проектирования лопаточных венцов в среде ANSYS Workbench.

Основное преимущество используемой методики:

- сокращение затрачиваемого времени и комплексная оценка результатов решения аэродинамических и прочностных задач при переборе множества вариантов исполнения лопаточного венца;
- автоматизация процесса расчета ветвей напорных характеристик.

В то же время для некоторых этапов постобработки результатов текущих возможностей проекта недостаточно (например, для извлечения картин течения в межлопаточных каналах на различных режимах).

С использованием данной методики выполнены следующие работы:

- аэродинамический проект компрессора двигателя ГТД-160 (этап технического предложения);
- перепрофилирование рабочего колеса первой ступени компрессора низкого давления, направленное на увеличение уровня птичестойкости;
- предварительный аэродинамический расчет лопатки вентилятора из полимерных композиционных материалов двигателя ПД-35 в габаритах двигателя-аналога;



- разработка технического предложения по КНД и РК вентилятора двигателя ПД-35.

Серия верификационных расчетов доказала высокий уровень приближения полученных результатов к экспериментальным данным по величинам приведенного расхода воздуха и запасов газодинамической устойчивости.

Отмечено, что доля работ отдела компрессоров, выполняемых описанным в статье методом, неуклонно возрастает, и можно сделать вывод, что методика будет рекомендована для всех новых разработок. В перспективе намечено устранение имеющихся недостатков.

*Е.В. Бугряшова, Э.А. Бошканец, А.А. Еремин*  
ПАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск

## **МОДИФИКАЦИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ КНД АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

В работе представлены результаты аэромеханического проектирования рабочей лопатки первой ступени КНД авиационного двигателя с целью обеспечения требуемого уровня птицестойкости. Выполнены следующие аэродинамические расчеты:

- КНД с исходным профилем лопатки рабочего колеса первой ступени;
- КНД с 1-м вариантом модификации профиля рабочего колеса первой ступени;
- КНД с 2-м вариантом модификации профиля рабочего колеса первой ступени.

Изложена методика расчета, принятые модификации профиля пера лопатки. Показано сопоставление полученных результатов расчетов модифицированных вариантов с исходным. Определен уровень влияния нового профиля рабочей лопатки на аэродинамический облик с целью оценки возможности внесения предложенных изменений в конструкцию исходного компрессора.

Повышение безопасности полетов является одной из ведущих тенденций в авиастроении. Один из ключевых факторов — способность двигателя сохранять рабочее состояние при попадании в него посторонних предметов. В ходе расчетного прочностного анализа КНД авиационного двигателя, проектируемого ПАО «НПО «Сатурн», при попадании средней птицы массой 0,3 кг было обнаружено нарушение целостности двигателя вследствие обрыва рабочих лопаток первой ступени компрессора. В целях проработки обеспечения требуемого уровня птицестойкости рабочего колеса первой ступени специалистами конструкторских отделов компрессоров и прочности опытного конструкторского бюро ПАО «НПО «Сатурн» выполнен комплекс расчетных работ по аэромеханическому проектированию усиленного рабочего колеса первой ступени, определению предварительных напорных характеристик модифицированного компрессора, определению уровня влияния нового профиля рабочей лопатки на аэродинамический облик с целью оценки возможности внесения предложенных изменений в конструкцию исходного компрессора.

## Методика расчета

Традиционно процедура выполнения расчетных аэромеханических исследований различных вариантов геометрии профилей лопаточных венцов компрессора в трехмерной постановке осуществляется в несколько этапов:

- модифицирование профиля пера (профилирование);
- сеточная дискретизация расчетной области для задачи аэродинамики;
- создание расчетной аэродинамической модели;
- выполнение газодинамического расчета компрессора;
- сеточная дискретизация для выполнения конечно-элементного анализа статической и динамической прочности;
- выполнение расчетов статической и динамической прочности.

При этом результатом выполнения каждого этапа является набор файлов определенного формата, и выполнение всего комплекса расчетного исследования требует значительных трудозатрат по их адаптации при импорте/экспорте из одного расчетного комплекса в другой, а также при создании расчетных моделей. В настоящей работе применен несколько иной подход, основанный на интеграции в оболочку ANSYS Workbench комплекса профилирования на базе Siemens NX и создании единой расчетной среды, позволяющей исключить промежуточные рутинные операции.

Схема проекта представлена на рисунке 1. В состав проекта входят четыре блока:

1. Блок профилирования лопатки ПК, создания расчетной модели КНД и определения аэродинамических характеристик компрессора.
2. Блок оценки статической прочности профиля ПК.
3. Блок оценки динамической прочности профиля ПК.
4. Блок вывода расчетных значений параметров.

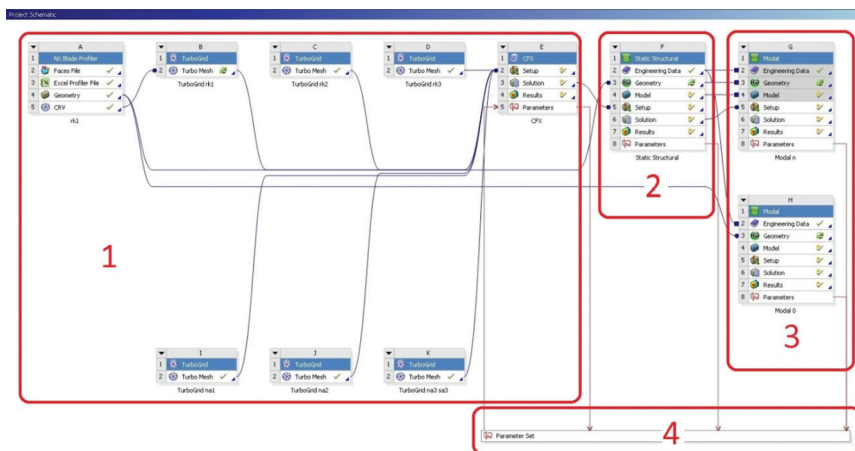


Рис. 1. Схема проекта

Второй и третий блоки добавлены в проект для сокращения времени проработки множества вариантов модификации профиля лопатки (возможность произвести частотную отстройку измененного профиля непосредственно при переборе вариантов). Таким образом обеспечиваются минимальные временные и трудоемкие затраты для решения поставленной задачи.

## Расчет КНД с исходным профилем лопатки рабочего колеса первой ступени

Выполнены аэродинамические и прочностные расчеты КНД с исходным профилем лопатки рабочего колеса первой ступени. Аэродинамические напорные характеристики и оценка статической и динамической прочности профиля исходного рабочего колеса представлены на рисунках 2 и 3 соответственно.

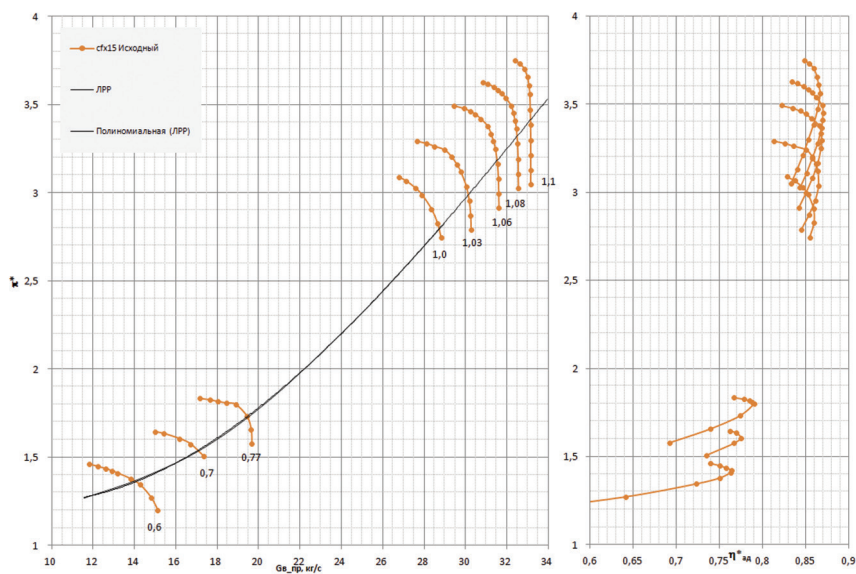


Рис. 2. Напорная характеристика КНД с исходной лопаткой рабочего колеса первой ступени

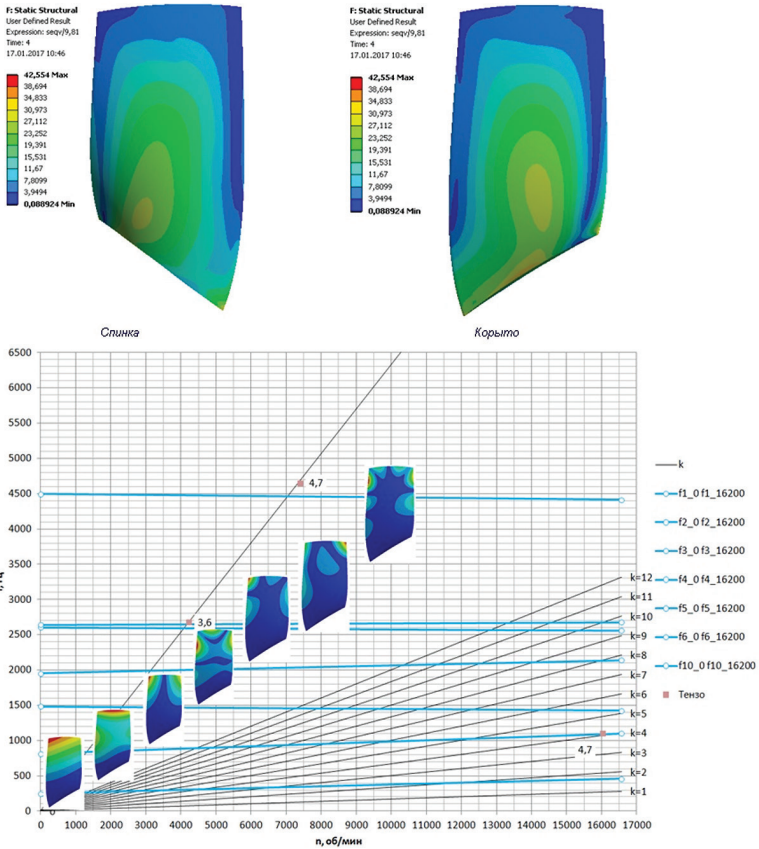


Рис. 3. Оценка статической и динамической прочности профиля исходного рабочего колеса первой ступени

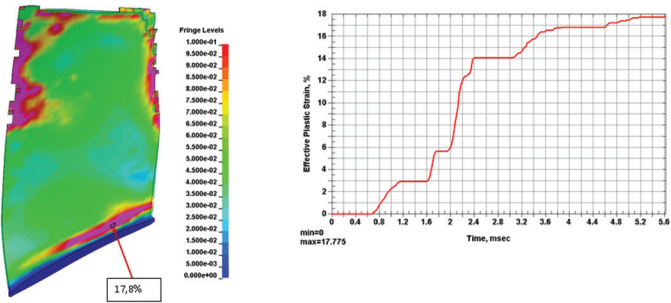


Рис. 4. Расчетная оценка пластичности профиля исходного рабочего колеса первой ступени

Из рисунка 4 видно, что геометрия исходного профиля не обеспечивает достаточный уровень птицестойкости. При моделировании заброса одной птицы весом 0,3 кг происходит разрушение лопатки. Поэтому по результатам предварительной проработки специалистами КО прочности были выдвинуты следующие рекомендации, направленные на обеспечение требуемого уровня птицестойкости (рис. 5):

- в зоне усиления входной кромки к существующей толщине профиля добавить 1 мм со стороны спинки и 0,5 мм со стороны корыта;
- в корневой зоне добавить по 1 мм со стороны спинки и корыта.

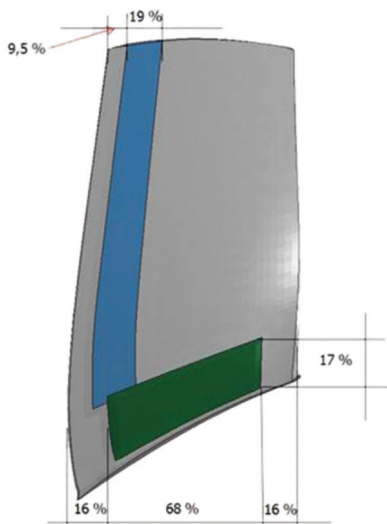


Рис. 5. Зоны усиления исходного профиля рабочего колеса

Расчет КНД с 1-м вариантом модификации профиля рабочего колеса первой ступени

В первом варианте модификации профиля пера внесены следующие изменения:

- увеличены значения  $C_{MAX}$  по всей высоте лопатки на 35...75% (по направлению от периферии к втулке);
- изменены углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$ ;
- для отстройки частот 1 крутильной формы колебаний к периферийному сечению увеличена величина хорды на 10%;
- втулочное сечение смещено на 0,3 мм в окружном направлении.

Данный вариант полностью отвечает требованиям по статической и динамической прочности (рис. 6 и 7), но:

1. Значительно возрастает масса профиля (~60%).
2. Происходит «загущение» напорных характеристик в области повышенных приведенных частот вращения  $n_{пр} = 1,03...1,1$  (рис. 8).

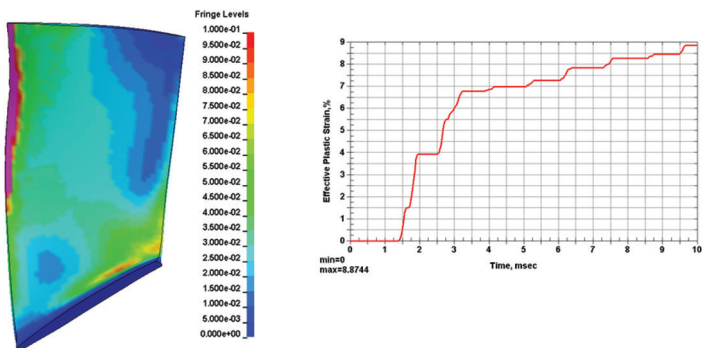


Рис. 6. Расчетная оценка плещестойкости профиля 1-го варианта модификации рабочего колеса первой ступени

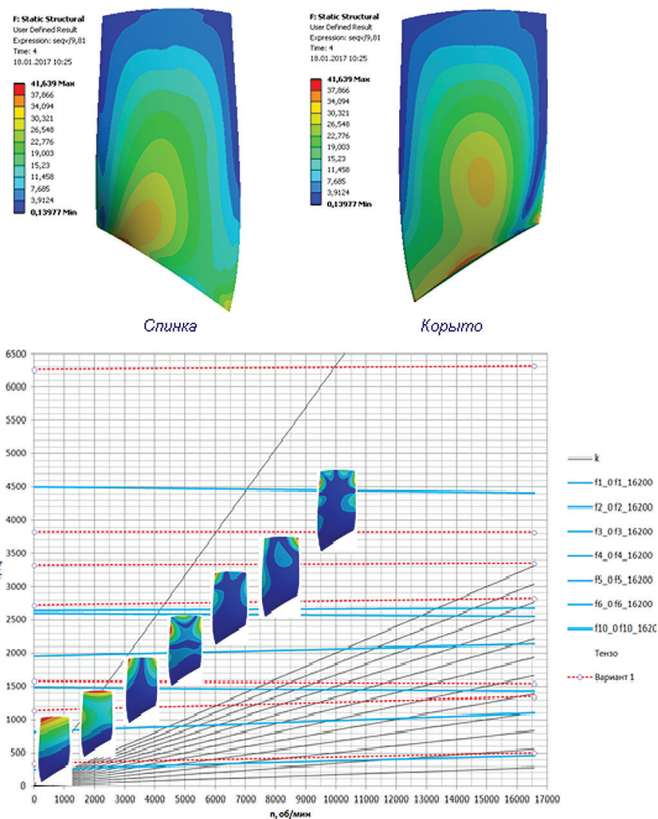
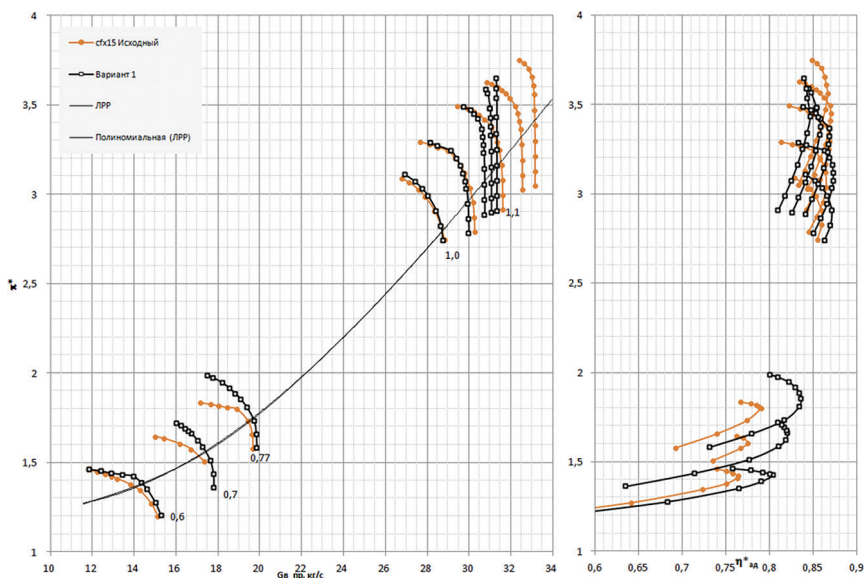


Рис. 7. Оценка статической и динамической прочности профиля 1-го варианта модификации рабочего колеса первой ступени



**Рис. 8.** Напорная характеристика КНД с первым вариантом модификации профиля рабочего колеса первой ступени

### Расчет КНД с 2-м вариантом модификации профиля рабочего колеса первой ступени

Во втором варианте модификации профиля пера внесены следующие изменения:

- во втулочных сечениях увеличены значения  $St_{ax}$  на 35...50%;
- выполнено локальное увеличение толщины профилей периферийных сечений в области входной кромки со стороны корыта;
- изменена форма средней линии;
- изменены углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$ ;
- уменьшено количество лопаток с 23 до 21 шт.

Данный вариант обеспечивает требуемый уровень статической и динамической прочности (рис. 9 и 10). Максимальное значение накопления пластических деформаций составляет 8,1% при допустимой величине 10%.

С учетом уменьшения количества лопаток суммарное увеличение массы составит 19%.

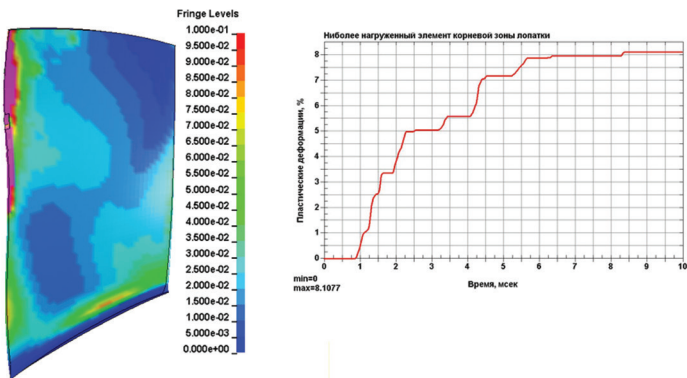


Рис. 9. Расчетная оценка птицестойкости профиля 2-го варианта модификации рабочего колеса первой ступени

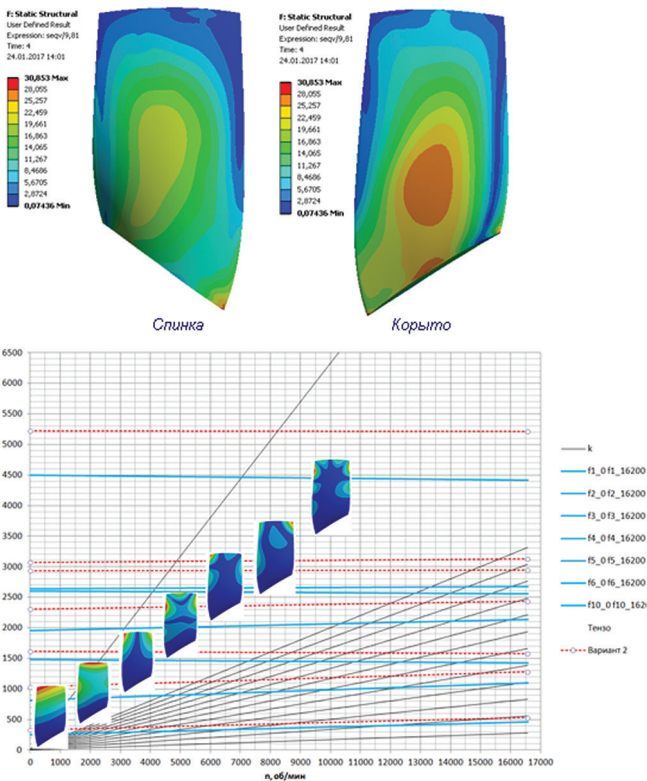


Рис. 10. Оценка статической и динамической прочности профиля 2-го варианта модификации рабочего колеса 1-й ступени



Выполнено сравнение параметров компрессора с исходным профилем, 1-м и 2-м вариантами. Сравнение проводилось приведенного расхода воздуха (рис. 11) и адиабатического КПД КНД (рис. 12). Из графиков следует, что модифицированные варианты в полном объеме обеспечивают заявленные параметры.

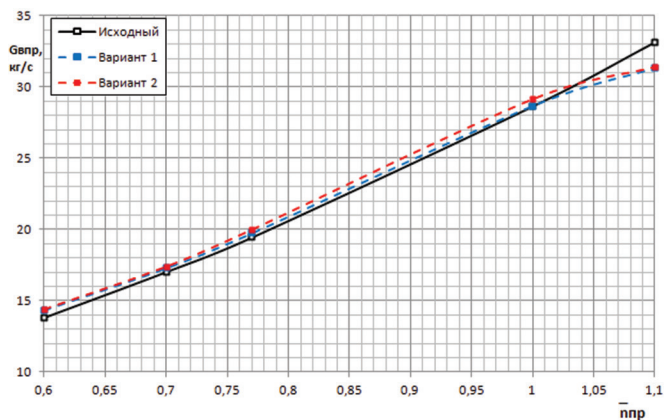


Рис. 11. Сравнение приведенного расхода воздуха через КНД

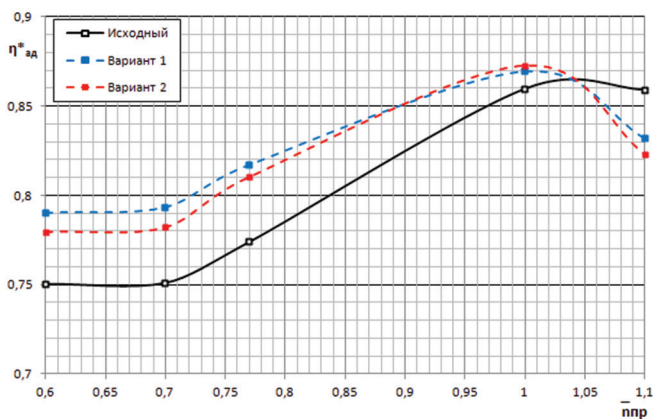


Рис. 12. Сравнение адиабатического КПД КНД

## Выводы

С целью обеспечения требуемого уровня птицестойкости рабочего колеса первой ступени КНД было проработано множество вариантов модификация профиля. В процессе перебора принято решение остановиться на двух вариантах.

Первый вариант модификации, в котором увеличено значение  $C_{\text{MAX}}$  по всей высоте лопатки, отвечает требованиям по птицестойкости, статической и динамической прочности, но приводит к росту массы профиля на 60%. Во втором варианте модификации, который принят за итоговый, выполнено локальное увеличение толщины профилей периферийных сечений в области входной кромки со стороны корыта и изменена форма средней линии. При расчетном анализе птицестойкости изолированного рабочего колеса установлено, что максимальное значение накопления пластических деформаций составляет 8,1% при допустимой величине 10%. Выполнена оценка изменения аэродинамических параметров КНД со вторым вариантом модификации профиля рабочего колеса первой ступени. На номинальном режиме отмечен рост  $G_{\text{в пр}}$  на 1,8% и адиабатического КПД на 1,5%. Но в области повышенных приведенных частот вращения происходит «загущение» напорных характеристик (снижение приведенного расхода воздуха).

На дальнейшем этапе требуется выполнение анализа птицестойкости на более подробной расчетной модели, а также оценка прочности моноколеса по статической/динамической прочности и, при необходимости, непробиваемости корпуса вследствие обрыва лопатки.

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

---

УДК 621.45.026

*А.М. Лапин, А.А. Мусеев*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург  
lapin@klimov.ru*

## **ИЗМЕНЕНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ В ХОДЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ГТД**

Проведен расчет изменения радиального зазора многоступенчатого осевого компрессора высокого давления (КВД) двухконтурного турбореактивного двигателя РД-33МК в ходе рабочего цикла. Нестационарное тепловое состояние статорных и роторных деталей КВД определено с помощью вычислительного моделирования сопряженного теплообмена со стороны второго контура и в междисковых полостях барабана КВД соответственно. По границам проточной части компрессора, где течение детерминировано газодинамическим расчетом, граничные условия (ГУ) III рода рассчитаны по критериальным зависимостям  $Nu = f(Re)$ . Проведена верификация расчетной модели ротора на стационарном режиме по результатам термометрирования. Определены тепловые деформации и центробежные вытяжки деталей ротора в ходе цикла. Расчет изменения радиального зазора по ступеням компрессора проведен методом суперпозиции тепловых перемещений статорных и роторных деталей и перемещений ротора в поле действия центробежных сил.

Задача расчета радиального зазора в процессе работы газотурбинного двигателя (ГТД) имеет фундаментальное значение для обеспечения работоспособности двигателя и улучшения его характеристик. Радиальные зазоры между роторными и статорными деталями лопаточных венцов ГТД влияют на КПД лопаточных машин, что сказывается на таких эксплуатационных характеристиках ГТД, как тяга и экономичность. В работе [1] сделан обзор влияния радиального зазора, отнесенного к высоте рабочей лопатки, на относительный КПД рабочего колеса осевого компрессора, согласно которым эта величина колеблется от 1,5 до 3,0% на 1% увеличения относительного радиального зазора. Таким образом, выявление резервов повышения КПД лопаточных венцов средствами полномасштабного моделирования деформаций деталей, формирующих радиальный зазор, открывает пути оптимизации кинетики радиального зазора при дальнейшей модернизации двигателя.

Авиационный газотурбинный двигатель эксплуатируется по рабочим циклам, включающим стационарные режимы с переходными процессами управляемости, приемистости и сброса газа. Изменение радиальных зазоров по рабочему циклу вызвано многочисленными факторами, приводящими к взаимным перемещениям ротора и статора. В настоящей работе рассмотрены деформации статора, вызванные нестационарным тепловым состоянием — скоростью прогрева и охлаждения, а также деформации ротора, зависящие от частоты вращения и нестационарного теплового состояния ротора. В работах [2; 3] проведен расчет кинетики радиального зазора на примере турбины высокого давления и показано применение активного теплового способа регулирования радиального зазора. Однако краеугольным камнем в рассматриваемой проблеме является определение нестационарного теплового состояния дисков и корпусных деталей по рабочему циклу.

Задача определения изменения радиального зазора в ходе рабочего цикла решалась в два этапа.

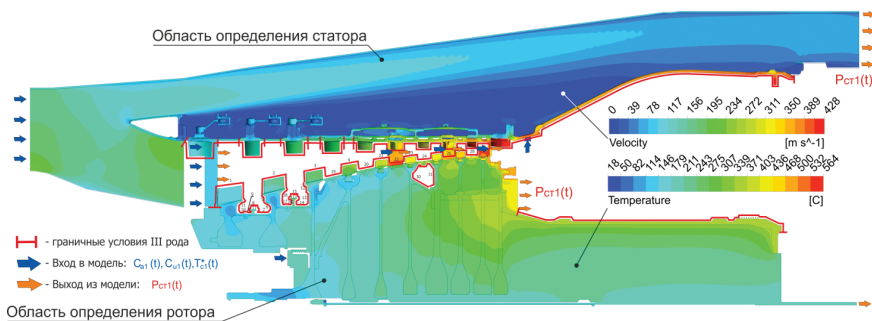
Первый этап заключается в определении нестационарного теплового состояния ротора и статора. На втором этапе по результатам моделирования нестационарного теплового состояния, в моменты времени, характеризующие начало и окончание соответствующих режимов рабочего цикла, рассчитано взаимное перемещение ротора и статора, и таким образом рассчитано изменение рабочего радиального зазора по рабочему циклу.

Выбранный для исследования рабочий цикл включает в себя определенную комбинацию режимов «Малый газ» (МГ), «Максимал» и  $n_k = 80\%$ . Начинается цикл с нулевой частоты вращения, а завершается сбросом газа и остановом. Рабочий цикл учитывает, что в различных элементах конструкции КВД теплообменные процессы проходят с различной постоянной времени. Так, массивные ступицы дисков имеют наибольшую постоянную времени и их нагревание происходит медленнее, чем, например, у ободной части барабана ротора и корпусных деталей статора. Поэтому помимо длительной работы на режимах «Максимал» для расчета изменения радиального зазора в цикл включен ряд краткосрочных сбросов газа с режима «Максимал» до МГ с последующим возвращением на максимальный режим.

Нестационарное тепловое состояние узлов КВД определено в сопряженной постановке с помощью осесимметричных сеточных моделей деталей КВД, воздушных полостей статора, включая проточную часть второго контура и внутренних междисковых полостей ротора высокого давления (РВД). Модели ротора и статора показаны на рисунке 1. На поверхностях ротора и статора, ограничивающих проточную часть КВД, заданы тепловые граничные условия III рода, рассчитанные для режимов МГ, «Максимал»,  $n_k = 80\%$  по зависимостям, предложенным в [4].

Граничные условия по воздуху (компоненты скорости  $C_A$ ,  $C_U$ , температура торможения  $T^*_C$ , статическое давление  $P_{CT}$ ) и тепловые ГУ заданы соответствующими значениями на режимах ЗМГ,  $n_k = 80\%$  и «Максимал». Каждая переменная, входящая в ГУ, описана кусочно-непрерывной функцией, определяющей поведение переменной в зависимости от времени  $t$  при выполнении цикла. На участках переходных процессов между режимами граничные

условия меняются линейно. Длительность рабочего цикла составила 7 минут. В силу ограничений газодинамической вычислительной схемы шаг по времени на переходных процессах (где ГУ меняются с каждым шагом по времени) не превышает  $dt_1 = 0,001..0.005$  с, на полках установившихся режимов  $dt_1 = 0,01$  с. Число внутренних итераций, выполняемых на каждом шаге, по времени не превышало 5.

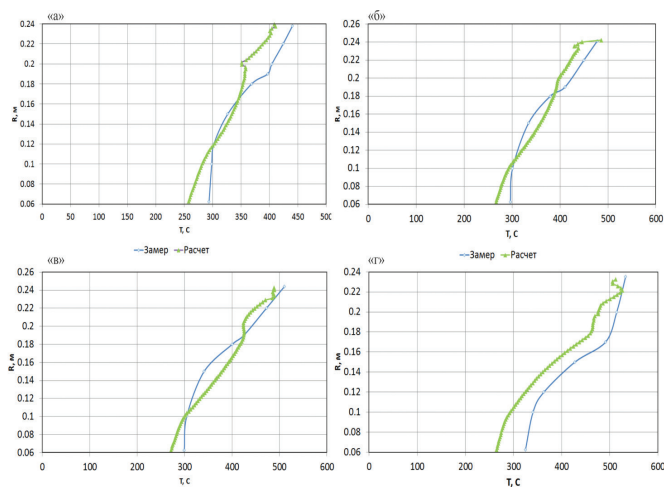


**Рис. 1.** Общий вид расчетных областей статора и ротора КВД с указанием типа ГУ. Распределение скорости во втором контуре и температуры в междисковых полостях ротора КВД в начале работы на режиме «Максималь» ( $t = 73,5$  с)

Расчетные модели ротора и статора КВД представляют собой сектора окружности, кратные числу лопаток. В тех лопаточных венцах, где реализовать условие кратности не представлялось возможным, эквивалентная расчетная модель представляет собой 1/100 долю окружности. Для корректной передачи теплового потока площади контакта в замковых соединениях эквивалентной модели приведены в соответствие суммарной площади контакта лопаток с дисками соответствующего рабочего колеса. Твёрдотельные детали РВД выполнены отдельными сеточными областями: диски КВД, замковые и прикорневые части пера лопаток, фланцевые детали и вал ротора КВД. Расчетная модель статора КВД с целью максимального учета поверхностей, участвующих в теплообмене, включает в себя составной корпус, рычаги и втулки регулируемых направляющих аппаратов, коллектора системы отбора, замковые части направляющих аппаратов и надроторные кольца.

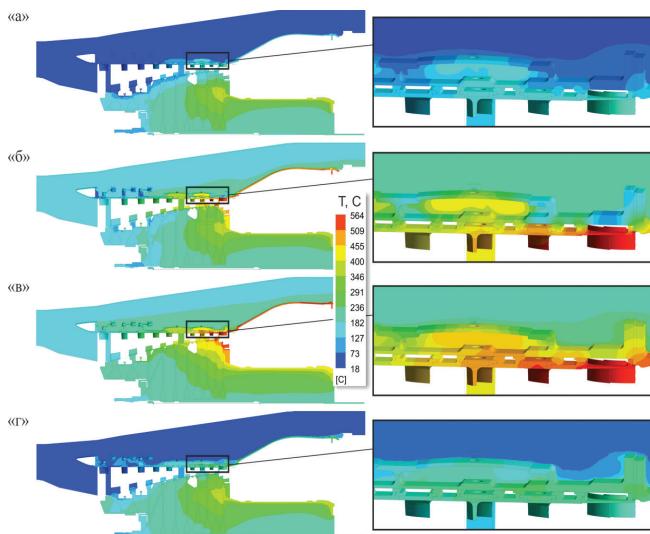
В замковых соединениях лопаток и дисков задано переменное в зависимости от частоты вращения контактное термическое сопротивление. Между границами между собой фланцевыми поверхностями дисков контактное термическое сопротивление задано постоянным по циклу.

С целью верификации расчетной модели проведено сравнение результатов расчета теплового состояния ротора в стационарной постановке с термометрированием дисков 7, 8, 9-й ступеней и диска лабиринта, проведенное датчиками ИМТК. Выдержка двигателя на режиме термометрирования составила 5 мин. Результаты сравнения показаны на рисунке 2.



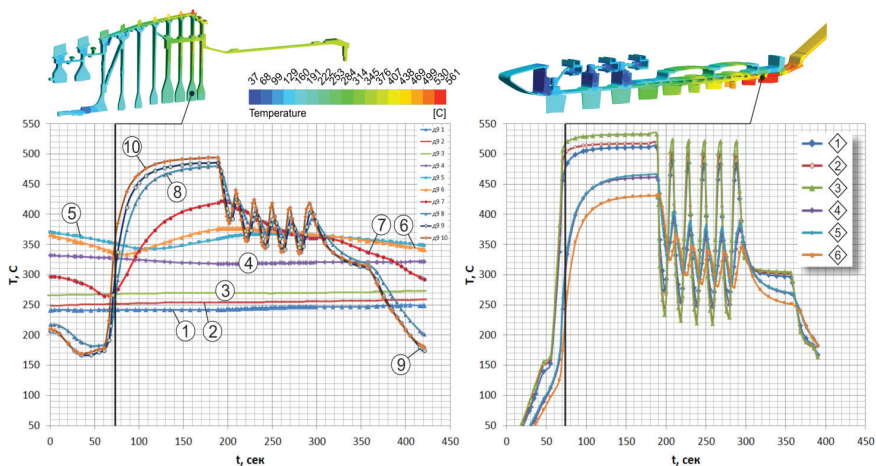
**Рис. 2.** Сравнение с термометрированием дисков: а) 7-й ступени; б) 8-й ступени; в) 9-й ступени; г) диска заднего лабиринта

На рисунке 3 «а»..«г» проиллюстрирован прогрев КВД по рабочему циклу: «а» — момент времени, соответствующий окончанию работы на режиме МГ; «б» — выход на режим «Максимал»; «в» — завершение работы на режиме «Максимал»; «г» — завершение работы на режиме  $n_k = 80\%$ .



**Рис. 3.** Изменение теплового состояния КВД в ходе рабочего цикла: «а» — МГ ( $t = 61$  с); «б» — Максимал ( $t = 74$  с); «в» — Максимал ( $t = 189$  с); «г» —  $n_k = 80\%$  ( $t = 368$  с)

На рисунке 4 показано изменение температуры ротора и статора по рабочему циклу в характерных точках, обозначенных на рисунке 7.



**Рис. 4.** Нестационарное тепловое состояние ротора (слева) и статора (справа) по рабочему циклу. Расположение точек указано на рисунке 7

Задача по определению перемещений статорных и роторных деталей КВД решена с помощью метода конечных элементов в коммерческом программном пакете.

В качестве расчетных моделей были приняты CAD-модели, использованные для расчетов теплового состояния, адаптированные под решение деформационной задачи.

В качестве ГУ при определении НДС конструкции были приняты ограничения перемещения деталей в осевом направлении и реализованы условия циклической симметрии секторов дисков и статора. Задача решалась в упругой постановке с учетом изменения физико-механических и теплофизических свойств материалов в зависимости от их теплового состояния.

На рисунке 5 показана схема для расчета рабочего радиального зазора на примере рабочего колеса 6-й ступени. Задача состоит из трех частей: «А» — определение суммарных радиальных перемещений барабана ротора в узловые моменты времени цикла, определяющие продолжительность работы на режимах цикла; «Б» — соответствующие текущие суммарные радиальные перемещения лопаток; «В» — расчет суммарных перемещений статора в указанные моменты времени.

Рабочий зазор  $\delta_{\text{раб}}$  определяется методом суперпозиции монтажного зазора и суммарных перемещений характерных точек элементов ротора и статора. В сторону увеличения рабочего зазора направлены суммарные деформации статора, вызванные линейным тепловым расширением и воздействием сил давления. В сторону уменьшения направлены тепловые деформации и центробежные

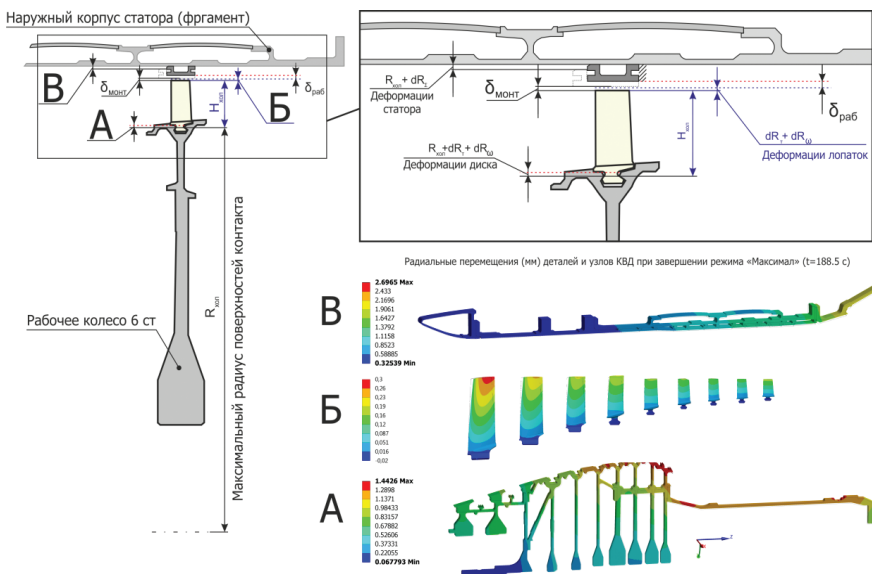


Рис. 5. Схема расчета рабочего радиального зазора в осевом компрессоре

вытяжки лопаток и дисков. Рабочий зазор для каждой из  $i = 9$  ступеней определен по формуле:

$$\delta_{\text{раб } i} = \delta_{\text{МОНТ } i} + dR_{\text{ст } i} - dR_{\text{лоп}\Sigma i} - dR_{\text{диска}\Sigma i}$$

Входящие величины суммарных перемещений определены ниже. Суммарное перемещение статора складывается из теплового расширения  $dR_{\text{ст.т. } i}$  и деформации от сил давления  $dR_{\text{ст.П } i}$ :

$$dR_{\text{ст. } i} = dR_{\text{ст.т. } i} + dR_{\text{ст.П } i};$$

В настоящей работе воздействие давления не учитывалось, поэтому  $dR_{\text{ст.П } i} = 0$ .

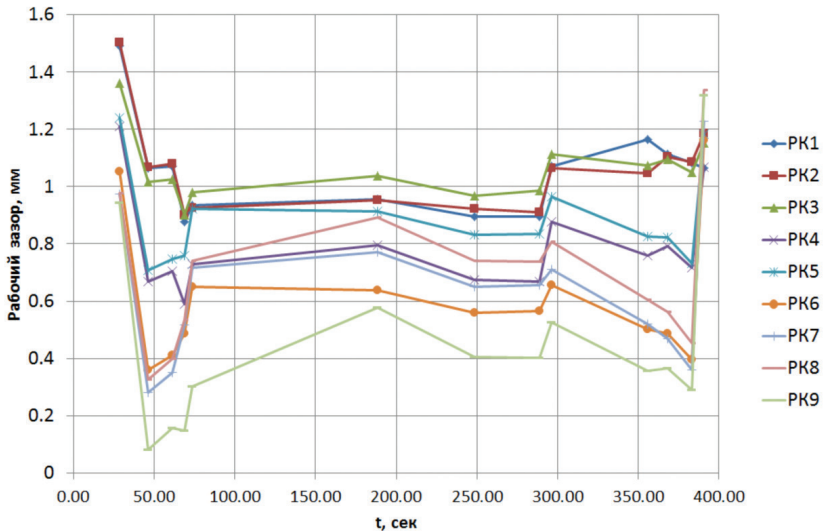
$$dR_{\text{диска}\Sigma i} = dR_{\text{д.т. } i} + dR_{\text{д.}\omega i};$$

$$dR_{\text{лоп}\Sigma i} = dR_{\text{л.т. } i} + dR_{\text{л.}\omega i};$$

где  $dR_{\text{д.т. } i}$ ,  $dR_{\text{л.т. } i}$  — тепловая деформация соответственно диска, лопаток и над rotorного устройства  $i$ -й ступени в радиальном направлении, мм;  $dR_{\text{д.}\omega i}$ ,  $dR_{\text{л.}\omega i}$  — вытяжка диска и лопаток  $i$ -й ступени, вызванная воздействием центробежных сил, мм.

Относительный зазор, приведенный к высоте лопаток для рассматриваемой конструкции КВД, составил от 1 до 4%. Согласно оценке влияния зазора на КПД, выполненной в [1], можно сделать вывод, что перспективная система управления радиальным зазором позволит уменьшить потери относительного КПД отдельных ступеней на 1...3%.



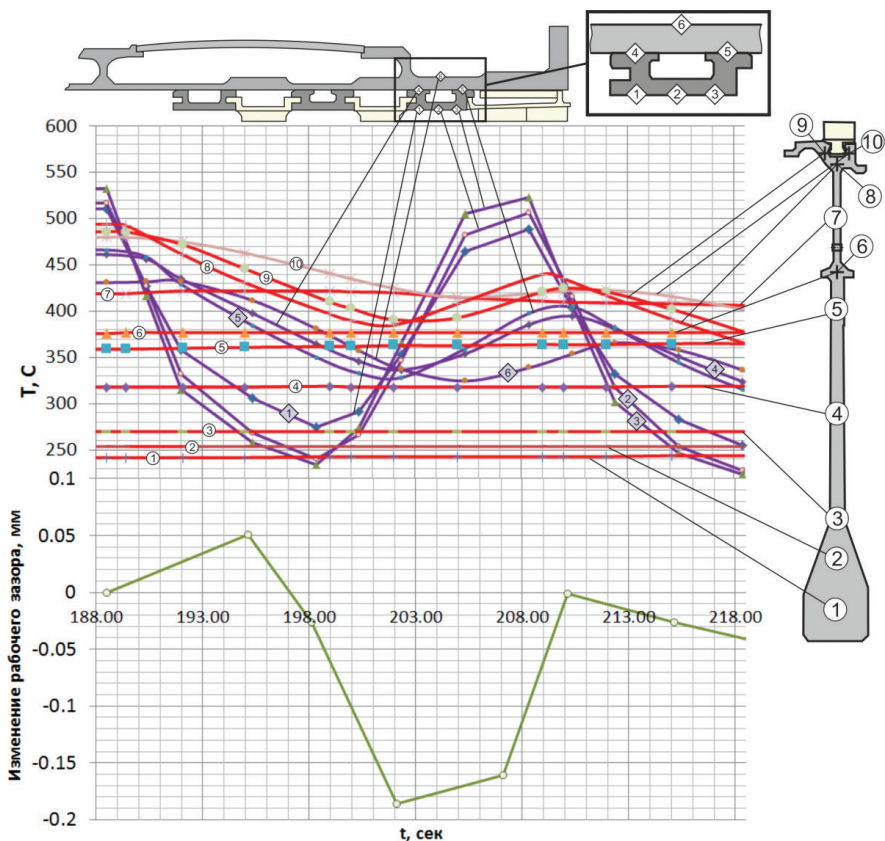


**Рис. 6.** Рабочий радиальный зазор в узловые моменты времени цикла (для наглядности точки, относящиеся к каждому из 9 рабочих колес, соединены отрезками прямых)

Как было сказано выше, в рассматриваемом рабочем цикле после прогрева на максимальном режиме имеет место серия сбросов газа с максимального режима на малый газ с последующим возвращением на максимальный режим. На рисунке 7 показан совместный график темпа охлаждения характерных точек рабочего колеса 9-й ступени, соответствующего надроторного кольца и наружного корпуса. В нижней части графика показано изменение радиального зазора, соответствующее указанному переходному процессу.

По рисунку 7 ступицы дисков 6...9-й ступеней в ходе подциклов не успевают прореагировать на переходные процессы длительностью от 10 до 50 сек. Внутренняя поверхность надроторного кольца (точки 1, 2, 3) обрабатывает изменение газодинамических параметров в проточной части. Температура внутренней поверхности наружного корпуса (точки 4 и 5) практически синхронно повторяет кинетику теплового состояния ободной части диска колеса 9-й ст. Изменение радиального зазора следует за температурой стенки корпуса и обода рабочего колеса.

Созданная модель открыта для дополнений и развития. Прежде всего, предстоит выполнить учет изменения радиальных зазоров в лабиринтных уплотнениях по рабочему циклу. В перспективе развития указанного направления актуальна синхронизация расчетной модели с программным комплексом обработки результатов испытаний. Верификация модели в координатах замеров САУ позволит расширить возможности виртуальной модели двигателя РД-33МК.



**Рис. 7.** Тепловое состояние ротора и статора РК 9-й ступени в ходе подцикла «Максимал» — МГ — «Максимал»

Корректное моделирование изменения радиального зазора позволяет регламентировать характеристики двигателя по рабочему циклу, ввести элементы системы регулирования радиального зазора, за счет чего уменьшить потери КПД при длительной работе на стационарных режимах, а также обеспечить эффективное с точки зрения КПД прохождение переменных режимов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Прокопович В.Г. Опытное исследование влияния радиального зазора на характеристику осевого компрессора // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2003, вып. 2. — 60–64 с.
2. Темис Ю.М., Азметов Х.Х., Лазарев А.А. Расчет изменения радиальных зазоров в высокотемпературной турбине высокого давления // *Основные результаты научно-технической деятельности ЦИАМ (2009–2010 гг.)*. — М., ЦИАМ, 2010. — 320–323с. — 830 с.

3. Почувев В.П., Темис Ю.М., Харьковский С.В., Мухин А.А., Мишуков А.А., Азметов Х.Х., Лазарев А.А. Управление радиальным зазором в двухступенчатой ТВД при активном тепловом способе регулирования // Основные результаты научно-технической деятельности ЦИАМ (2009–2010 гг.). — М., ЦИАМ, 2010. — 323–328с. — 830 с.
4. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. — М.: Машиностроение, 1985. — 216 с., ил.

УДК 629.7.036.001

*О.А. Рудаков<sup>1</sup>, А.А. Косматов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург

<sup>2</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург.

## **ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭМИССИИ И ГОРЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ**

В данной работе проведено исследование влияния атмосферных условий на параметры эмиссии и горения газотурбинного двигателя. Определены формулы приведения характеристик экологичности и горения газотурбинного двигателя к стандартным атмосферным условиям. Теоретической основой методики приведения является интегральная математическая модель камеры сгорания.

В теории воздушно-реактивных двигателей отсутствует методика, учитывающая влияние стандартных атмосферных условий (САУ) на параметры эмиссии и горения газотурбинного двигателя (ГТД).

Следовательно, для того чтобы можно было учесть влияние САУ на указанные параметры, был создан теоретический метод приведения параметров к САУ для обеспечения доводки двигателя по выполнению технического задания на его проектирование и для контроля значений этих параметров в серийном производстве, что является актуальным.

Для решения задачи используем математические выражения, связывающие параметры эмиссии и горения с геометрическими и гидродинамическими критериями и параметрами потока камеры сгорания, которые представлены в теории камеры сгорания [1].

Интегральная математическая модель камеры сгорания создана на основе преобразования и решения системы дифференциальных уравнений переноса материи с использованием экспериментальных материалов по доводке двигателей.

Запишем искомые математические зависимости.

Для индексов эмиссии оксидов азота  $EI_{NOx}$ , оксида углерода  $EI_{CO}$ , несгоревших углеводородов  $EI_{HC}$ , бенз(а)пирена  $EI_{БП}$ , в граммах вещества на килограмм топлива:

$$EI_{NOx} = A_1 \cdot p_k^{1,5} \cdot G_b^{-1} \cdot \frac{T_z}{T_k} \cdot \exp\left(\frac{T_k}{288}\right), \quad (1)$$

$$EI_{CO} = A_2 \cdot p_k^{-1,8} \cdot G_b \cdot T_z^{-1} \cdot \exp\left(-\frac{T_k}{288}\right), \quad (2)$$

$$EI_{HC} = A_3 \cdot p_k^{-1,8} \cdot G_b \cdot T_z^{-1} \cdot \exp\left(-\frac{T_k}{288}\right), \quad (3)$$

$$EI_{БП} = A_4 \cdot EI_{HC}, \quad (4)$$

где  $A$  — постоянные числа, связанные с геометрией камеры сгорания;

$p_k$ , МПа — полное давление воздуха на выходе из компрессора;

$T_k$  и  $T_z$ , К — полная температура воздуха за компрессором и газа за камерой сгорания, соответственно;

$G_b$ , кг/с — массовый расход воздуха за компрессором.

Для числа дымности  $SN$ , %:

$$SN = A_5 \cdot p_k^{0,027} \cdot G_b^{0,135} \cdot T_z^{0,131} \cdot T_k^{0,135} \cdot \exp\left(-0,036 \cdot \frac{T_k}{288}\right) \quad (5)$$

Для коэффициента полноты сгорания топлива  $\eta$ :

$$\eta = 1 - A_6 \cdot G_b \cdot p_k^{-1,8} \cdot T_z^{-1} \cdot \exp\left(-\frac{T_k}{288}\right) \quad (6)$$

Для коэффициентов избытка воздуха при «бедном» и «богатом» срыве горения  $\alpha^{max}$  и  $\alpha^{min}$

$$\alpha^{max} = A_7 \cdot p_k^{0,62} \cdot \exp\left(0,002 \cdot T_k\right) \quad (7)$$

$$\alpha^{min} = A_8 \cdot p_k^{0,3} \quad (8)$$

Из условия подобия потоков при постоянстве приведенной скорости потока  $\lambda = const$  и критерия молекулярного подобия  $K = \frac{C_p}{C_v} = const$  получим формулы приведения к САУ температуры давления газа и расхода воздуха:

$$\frac{T_{пр}}{T} = \frac{T_o}{T_n}, \quad \frac{p_{пр}}{p} = \frac{p_o}{p_n} \quad \text{и} \quad \frac{G_{в пр}}{G_b} = \frac{p_o}{p_n} \cdot \sqrt{\frac{T_n}{T_o}}, \quad (9)$$

где  $T_o$  и  $p_o$  соответствуют стандартной атмосфере;

$T_n$  и  $p_n$  являются текущими значениями параметров атмосферы;

индекс «пр» означает приведение параметра потока к стандартным атмосферным условиям.

Формулы приведения параметров экологичности и горения получены следующим образом: каждое из восьми уравнений, представленных выше, записывается для условий стандартной атмосферы и для текущих значений ее параметров и делится друг на друга. С учетом формул приведения параметров потока газа (9), после подстановки и преобразования искомые формулы приведения к САУ примут следующий вид:

$$\frac{EI_{NOx \text{ пр}}}{EI_{NOx}} = \left(\frac{p_o}{p_H}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{T_o}{T_H}\right)^{0,5} \cdot e^{-T_{кпр} \cdot \frac{1}{288} \left(1 - \frac{T_H}{T_o}\right)},$$

$$\frac{EI_{CO \text{ пр}}}{EI_{CO}} = \frac{EI_{HC \text{ пр}}}{EI_{HC}} = \frac{EI_{БП \text{ пр}}}{EI_{БП}} = \left(\frac{p_H}{p_o}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{T_H}{T_o}\right)^{1,5} \cdot e^{-T_{кпр} \cdot \frac{1}{288} \left(\frac{T_H}{T_o} - 1\right)},$$

$$\frac{SN_{\text{пр}}}{SN} = \left(\frac{p_o}{p_H}\right)^{0,162} \cdot \left(\frac{T_o}{T_H}\right)^{0,198} \cdot e^{-0,036 \cdot \frac{T_{кпр}}{288} \left(\frac{T_H}{T_o} - 1\right)},$$

$$\frac{(1-\eta)_{\text{пр}}}{1-\eta} = \left(\frac{p_o}{p_H}\right)^{-0,8} \cdot \left(\frac{T_o}{T_H}\right)^{1,5} \cdot e^{-T_{кпр} \cdot \frac{1}{288} \left(\frac{T_H}{T_o} - 1\right)},$$

$$\frac{\alpha_{\text{пр}}^{\max}}{\alpha^{\max}} = \left(\frac{p_o}{p_H}\right)^{0,62} \cdot e^{-0,002 \cdot T_{кпр} \cdot \left(1 - \frac{T_H}{T_o}\right)},$$

$$\frac{\alpha_{\text{пр}}^{\min}}{\alpha^{\min}} = \left(\frac{p_o}{p_H}\right)^{0,3}.$$

Где  $T_{кпр}$  — полная приведенная к САУ температура воздуха за компрессором (на входе в камеру сгорания), расчетная температура воздуха.

Для определения диапазона изменения параметров эмиссии и горения двигателя в зависимости от атмосферных условий выполнен расчет по формулам приведения.

Расчетные, приведенные к САУ значения параметров двигателя ТРДДФ IV поколения взяты следующими:  $T_{кпр} = 760 \text{ К}$ ;  $EI_{NOx \text{ пр}} = 21 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$ ;  $EI_{CO \text{ пр}} = 17 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$ ;  $EI_{HC \text{ пр}} = 1 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$ ;  $EI_{БП \text{ пр}} = 2,51 \cdot 10^{-5} \frac{\text{г}}{\text{кг}}$ ;  $SN_{\text{пр}} = 40\%$ ;  $\eta_{\text{пр}} = 0,99$ ,  $\alpha_{\text{пр}}^{\max} = 20$ ;  $\alpha_{\text{пр}}^{\min} = 1,1$ .

Изменения параметров экологичности и горения двигателя при изменении наружной температуры на земле  $T_H = 313,288$  и  $233 \text{ К}$ ,  $p_H = p_o$ ,  $T_{кпр} = 760 \text{ К}$  приведены в таблице 1.

**Диапазон изменения параметров эмиссии и горения двигателя  
в зависимости от температуры окружающей среды**

| параметр<br>$T_{н}, K$ | $EI_{NOx}, \frac{г}{кг}$  | $EI_{CO}, \frac{г}{кг}$    | $EI_{HC}, \frac{г}{кг}$   | $EI_{БП}, \frac{г}{кг}$                   | $SN$                    | $\eta$                  | $\alpha^{max}$           | $\alpha^{min}$   |
|------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|---|-------------------------|-------------------------|--------------------------|------------------|
| 313                    | 27,89                     | 11,69                      | 0,69                      | $1,73 \cdot 10^{-5}$                      | 40,50                   | 0,993                   | 23,19                    | 1,09             |
| 288                    | 21,00                     | 17,00                      | 1,00                      | $2,51 \cdot 10^{-5}$                      | 40,00                   | 0,99                    | 20,00                    | 1,10             |
| 233                    | 11,26                     | 39,50                      | 2,32                      | $5,83 \cdot 10^{-5}$                      | 38,89                   | 0,977                   | 14,72                    | 1,11             |
| изменение<br>в %       | +32,80<br>21,00<br>-46,38 | +132,35<br>17,00<br>-31,23 | +132,40<br>1,00<br>-31,30 | +132,39<br>$2,51 \cdot 10^{-5}$<br>-31,23 | +1,25<br>40,00<br>-2,77 | +0,30<br>0,990<br>-1,31 | +15,95<br>20,00<br>-26,4 | +0,909<br>-0,909 |

Из рассмотрения таблицы вытекает, что влияние атмосферных условий существенно, и, следовательно, приведение характеристик экологичности и горения двигателя к САУ необходимо, причем наиболее сильным фактором является отрицательное значение температуры окружающей среды.

Влияние влажности воздуха может быть учтено в формуле приведения эмиссии оксидов азота следующей функцией:

$$e^{0,0188(\alpha_0 - \alpha)},$$

где:  $\alpha_0, \frac{кгH_2O}{кг\text{ воздуха}}$  для САУ равно нулю,  $\alpha_0, \frac{кгH_2O}{кг\text{ воздуха}}$  — текущее значение абсолютной влажности воздуха [2].

Для указанных в таблице 1 значений параметров влияние влажности не велико и составляет 0,2% от приведенной влажности индекса эмиссии оксидов азота. В статье показано классическое приведение параметров двигателя к САУ, основанное на условиях подобия газовых потоков. Два потока подобны, если при геометрическом подобии, равны основные гидродинамические критерии подобия: число М или  $\lambda$ , приведенная скорость потока как критерий механического подобия;  $k = C_p/C_v$ , показатель адиабаты как критерий молекулярного подобия, зависящий от числа степеней свободы поступательного, вращательного и колебательного движений атомов, и число Re.

В действительности условия подобия не выполняются и в формулы приведения приходится вводить поправочные коэффициенты, учитывающие изменения параметров двигателя в связи с нарушением подобия [4]. Эти коэффициенты учитывают влияние ряда факторов, например, таких как: температура воздуха окружающей среды (нарушение геометрического подобия конструкции), влаго-содержание; число Re, особенно для малоразмерных двигателей. Необходимо учитывать работу системы автоматического управления.

## **Выводы**

1. На основании интегральной математической модели камеры сгорания выведены теоретические формулы приведения характеристик экологичности и горения газотурбинного двигателя к САУ при условии сохранения подобия при переходе от произвольных параметров к стандартным.
2. Основным фактором влияния атмосферы на параметры двигателя является температура наружного воздуха.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. 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.
2. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Соловьева А.В. Оптимизация камеры сгорания / под ред. О.А. Рудакова / А.В. Григорьев и др. СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2015. — 152 с.
3. Новое в зарубежном авиадвигателестроении. — ЦИАМ, ОНТИ, 1978. № 1.
4. Испытания воздушно-реактивных двигателей: учебник по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки» / под ред. А.Я. Черкеза. М.: Машиностроение, 1975.

УДК 621.43.056

**А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов**

*АО «Казанское моторостроительное производственное объединение», г. Казань  
andreybaklanov@bk.ru*

## **МНОГОФОРСУНОЧНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ КАК СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ГТУ**

В статье описываются принципы перевода камеры сгорания авиационного двигателя для работы на газообразном топливе. Рассмотрены особенности процессов в камере с многофорсуночным фронтальным устройством. Показано, что камера с подобным процессом организации сжигания газа позволяет обеспечить содержание оксидов углерода на низком уровне.

В настоящее время, в целях осуществления политики экологической безопасности, к ГТУ предъявляются все более жесткие требования на уровень выбросов в атмосферу токсичных веществ от сжигания топлива в виде окиси углерода СО и оксидов азота NO<sub>x</sub>, поэтому проблема снижения выбросов токсичных веществ при конвертировании авиационного ГТД для работы в наземных условиях является актуальной [1].

Одним из направлений низкоэмиссионного сжигания топлива, положительно зарекомендовавших себя в практике авиационного двигателестроения, является применение фронтальных устройств с большим числом горелок, расположенных в два яруса (НК-8, НК-86, НК-25, НК-32, НК-56, НК-64, НК-108,

НК-93). Впервые этот метод был предложен и реализован Н.Д. Кузнецовым в кольцевой камере сгорания авиационного двигателя НК-8 [2].

К принципиальным особенностям многофорсуночных камер сгорания могут быть отнесены:

- малая длина факела горения;
- низкие температуры стенок жаровой трубы (ЖТ);
- окружная неравномерность температурного поля на выходе из жаровой трубы порядка 1, 2;
- радиационный тепловой поток в КС, меньший на 15...20%, чем в камерах с традиционным размещением форсунок;
- относительно низкий уровень концентрации оксидов азота и оксида углерода в продуктах сгорания.

Опыт эксплуатации многофорсуночных камер сгорания на двигателях НК показал их высокую надежность и большой ресурс, так как конструкция позволила исключить прогар стенок жаровой трубы, связанный с неравномерностью распределения топлива за фронтным устройством и его сгоранием в пристеночных слоях.

Используя опыт авиадвигателестроения в создании многофорсуночных камер сгорания семейства НК, на АО КМПО был осуществлен процесс перевода камеры сгорания НК-8-2У на газообразное топливо для форсированной газотурбинной установки НК-16-18СТ, служащей для привода нагнетателя газоперекачивающего агрегата [3].

В камере сгорания НК-8-2У фронтное устройство расположено в передней части жаровой трубы, образует два кольцевых топливных коллектора 2 и 9, образованных приваркой плиты 17 с кольцами 3, 10. Во фронтное устройство входят форсунки первого 5, второго 7 контуров. Из коллектора 9 через экраннующие трубки 16 топливо подается к форсункам первого контура 5, а из коллектора 2 — к форсункам 7 второго контура. На блоке форсунок в два кольцевых ряда установлены 139 топливных форсунок. К коллектору топливо подводится при помощи штуцера 18. В наружном кольцевом ряду установлено 70 форсунок, из них 35 форсунок первого контура, а 35 — второго. Во внутреннем ряду установлены 69 форсунок второго контура. Возле каждой форсунки выполнены сегментные отверстия для прохода первичного воздуха. Для предотвращения коксообразования в коллекторах 9 и 2 к блоку форсунок прикреплены козырек 12 и отражатель 8, под которые вводят теплоизолирующую набивку 1. Топливные форсунки состоят из корпуса, к которому через лопатки завихрителя 14 крепят конфузорные или диффузорные втулки. Внутри диффузорных втулок имеется конический стабилизатор. В корпусе установлены распылитель 4 и фильтр 11. Форсунки закреплены шлицевыми гайками 13. Для обеспечения герметичности между плитой 17 и гайкой 13 устанавливаются уплотнительные кольца 6 [4].

При переводе камеры сгорания на газообразное топливо принцип фронтного устройства был сохранен, однако подвергся конструктивным изменениям [5; 6]:

1. На наружном топливном коллекторе 2 равномерно расположены четыре штуцера 18 вместо одного, что позволяет обеспечить равномерное рас-



пределение газа в полости коллектора. В этих местах для соединения полости коллекторов расположены соединительные каналы, что привело к сокращению количества форсунок с 139 до 136 штук. В плите диаметры сквозных каналов подвода газа к форсункам увеличены, для обеспечения пропускной способности газа, часть из которых через форсунки соединяют между собой полости наружного и внутреннего топливных коллекторов [4].

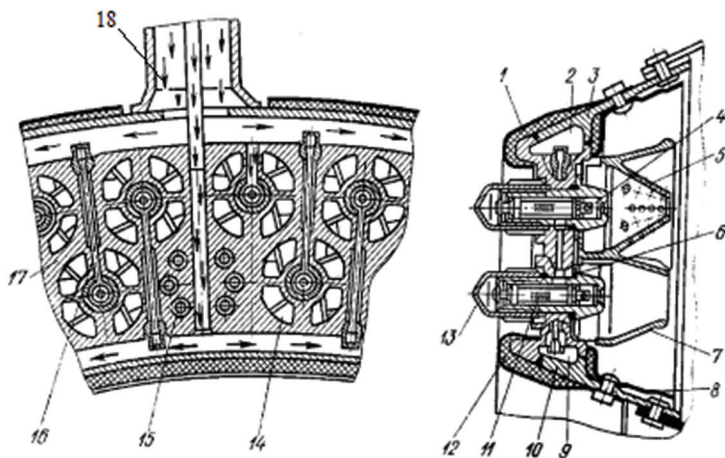


Рис. 1. Разрез блока форсунок:

- 1 — теплоизоляционный материал; 2 и 9 — топливные коллекторы; 3 — кольцо;  
 4 — распылитель форсунки; 5 — форсунка первого контура; 6 — уплотнительное кольцо;  
 7 — форсунка второго контура; 8 — отражатель; 10 — кольцо; 11 — фильтр форсунки;  
 12 — козырек; 13 — шлицевая гайка; 14 — завихритель форсунки; 15 — отверстия для подвода воздуха; 16 — экранирующая трубка; 17 — плита

2. В соответствии с тем, что при сжигании природного газа процесс коксообразования не наблюдается, то козырек 12, отражатель 8 и теплоизолирующая набивка 1 исключены из конструкции.
3. Из конструкции исключены два контура подвода топлива, а следовательно, и три вида форсунок. В итоге оставлен один вид с конфузорной втулкой.
4. Форсунка адаптирована для работы на газообразном топливе. Из ее конструкции удален фильтр 11 и установлен распылитель для реализации струйной подачи газа.
5. Произведено перераспределение отверстий по длине жаровой трубы. Данные занесены в таблицу 1.

На рисунке 2 представлены конструктивные изменения камеры сгорания при переводе на газ.

1. Фронтное устройство. 2. Конструкция фиксатора для обеспечения большего ресурса работы камеры. 3. Введена система демпфирования уплотнительного кольца в стыке с сопловым аппаратом.

| Вариант сборки      | Наружная обечайка жаровой трубы (пояса отверстий) |                |                |                | Внутренняя обечайка жаровой трубы (пояса отверстий) |                |                |                |
|---------------------|---|----------------|----------------|----------------|---|----------------|----------------|----------------|
|                     | И <sub>Н</sub>                                    | П <sub>Н</sub> | Ш <sub>Н</sub> | К <sub>Н</sub> | И <sub>В</sub>                                      | П <sub>В</sub> | Ш <sub>В</sub> | К <sub>В</sub> |
| НК-8-2У             | Ø 13  | Ø 13           | Ø 15           | В = 5          | Ø 11  | Ø 11           | Ø 15           | В = 6          |
|                     | 70 шт.  | 70 шт.         | 70 шт.         | 70 шт.         | 70 шт.  | 70 шт.         | 35 шт.         | 70 шт.         |
| L <sub>1</sub> , мм | 69  | 121            | 186            | 369            | 67  | 118            | 182            | 348            |
| НК-16-18СТ          | —   | Ø 13           | Ø 15           | В = 5          | —   | Ø 11           | Ø 15           | В = 8          |
|                     | —   | 70 шт.         | 70 шт.         | 70 шт.         | —   | 70 шт.         | 35 шт.         | 70 шт.         |
| L <sub>1</sub> , мм | 69  | 121            | 186            | 369            | 67  | 118            | 182            | 348            |

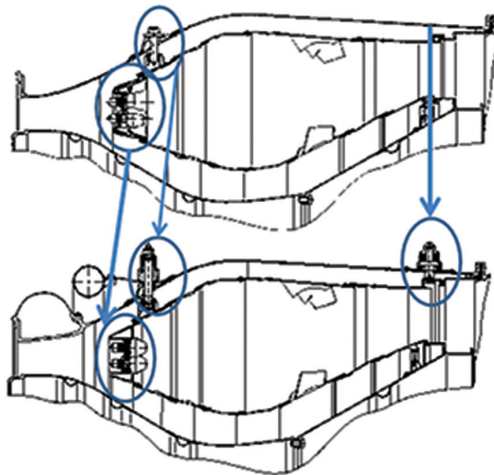


Рис. 2. Конструктивные изменения камеры сгорания при переводе на газ

Данная камера сгорания позволила обеспечить уровень выбросов вредных веществ в продуктах сгорания ГТУ НК-16-18СТ, соответствующего нормам ТУ и требованиям ГОСТ [7]. Выбросы оксидов азота составляют:  $\text{NO}_x = 140 \text{ мг/м}^3$  при норме в  $\text{NO}_x \leq 150 \text{ мг/м}^3$ ; оксидов углерода  $\text{CO} = 100 \text{ мг/м}^3$  при норме  $\text{CO} \leq 300 \text{ мг/м}^3$ , что в три раза ниже требуемого значения [8].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бакланов А.В., Маркушин А.Н. О возможности организации «богато-бедного» горения в серийной камере сгорания наземной газотурбинной установки / Энергетика Татарстана. — № 1 (21). 2011. — С. 42–44.
2. Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Цыганов Н.Е. Улучшение эмиссионных характеристик авиапроизводного ГТД применением микрофакельного горения в укороченной камере сгорания / Известия Вузов. Авиационная техника. — 2013. № 4. — С. 59–62.

3. *Бакланов А.В.* Малоэмиссионная камера сгорания диффузионного типа с микропламенным горением для конвертированного авиационного ГТД / Вестник московского авиационного института. — Т. 24, № 2. 2016. — С. 57–68.
4. *Тимофеев Н.И.* Конструкция и летная эксплуатация двигателя НК-8-2У. — М.: Машиностроение, 1978.
5. *Бакланов А.В., Маркушин А.Н., Салимзянова Г.Ф.* Гидравлические потери в серийной и модернизированной многофорсуночной камере сгорания ГТД / Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — Т. 18, №1. 2016. — С. 90–94.
6. *Бакланов А.В., Маркушин А.Н., Салимзянова Г.Ф.* Влияние расходных характеристик фронтного устройства на неравномерность температурного поля камеры сгорания ГТУ / Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — Т. 18, № 1. 2016. — С. 95–100.
7. ГОСТ 28775-90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия. — М.: Стандартинформ, 2005. — 12 с.
8. *Бакланов А.В.* Поэтапная доводка камеры сгорания газотурбинного двигателя, работающей в условиях форсирования скорости воздуха на выходе из компрессора / Вестник московского авиационного института — Т. 24, № 3. — С. 13–22.

УДК 621.452.3.

*О.В. Дьячков<sup>1</sup>; А.Ю. Сафонов<sup>1</sup>; А.М. Грачев<sup>1</sup>; О.А. Рудаков<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
г. Санкт-Петербург.

<sup>2</sup> АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург.

## **МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА ПОТРЕБНОЙ ГЛУБИНЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ КОМПРЕССОРА**

Представлен метод расчета потребной глубины охлаждения лопаток первой ступени турбины компрессора, в котором впервые при определении максимальной температуры газа перед лопатками и потребной глубины их охлаждения учтены геометрические критерии камеры сгорания, неравномерность и нестабильность поля температуры газа, условия согласования совместной работы узлов газогенератора с учетом расчетной входной турбулентности потока, зависящей от конструкции камеры сгорания.

*Расчет охлаждаемой турбины, согласование узлов газогенератора, геометрические критерии камеры сгорания, турбулентность потока*

Несовершенством методик расчета (и проектирования) охлаждаемых высокотемпературных турбин как в России [1], так и за рубежом [2], является то, что важнейший аргумент теплового расчета турбины — температура газа на входе лопаток — задается произвольно. Это означает, что произвольно, заранее задается и конечный результат расчета — глубина охлаждения лопатки и расход охлаждающего ее воздуха.

Так, в указанной выше работе [1], что характерно и для других, температура газа определяется с помощью некоторых коэффициентов  $K$  и  $K_{\Sigma}$ . Где  $K = 0,25 - 0,3$  есть «коэффициент, отражающий влияние окружной и радиальной неравномерности температурного поля газа за камерой», а коэффициент  $K_{\Sigma} = 1,03 - 1,08$  «представляет собой отношение пиковой и среднемассовой температуры газа».

Таким образом не учитываются характеристики и особенности камеры сгорания, которая и формирует структуру потока на входе в турбину [3], не принимается во внимание необходимость согласования совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины газогенератора [4; 5].

Последнее обстоятельство, при оптимальных геометрических критериях камеры сгорания [6], связано с необходимостью обеспечения на выходе из компрессора соответствующего значения критерия механического подобия потока, приведенной его скорости.

В противном случае из-за отрыва потока от стенок диффузорного канала камеры сгорания возникает нестабильность поля температуры газа на выходе, которую необходимо учитывать, при возможном увеличении этой неравномерности до 40% от расчетного номинала.

Кроме того, в существующих методиках расчета турбины не учитывается входная турбулентность потока или она также задается произвольно, хотя для каждой конкретной камеры сгорания, в зависимости от ее геометрических критериев, должно быть рассчитано свое значение интенсивности турбулентности на выходе камеры сгорания [4]. Турбулентность набегающего потока существенно увеличивает коэффициент теплоотдачи от газа к стенке лопатки, что повышает значение потребной ее глубины охлаждения.

Новизна и актуальность нового метода расчета охлаждаемой турбины состоят в том, что впервые в теории турбины при определении температуры газа перед лопатками турбины учитывается расчетная структура входного потока газа, определяемая неравномерностью и нестабильностью поля температуры газа и турбулентностью потока на входе в турбину как функции *геометрических критериев камеры сгорания*.

Ниже приводится порядок расчета потребной глубины охлаждения лопаток турбины и температуры газа на их входе.

#### **Расчет тепловых параметров сопловых лопаток турбины компрессора:**

$$\theta_{\max} = 1,2 \frac{e^{\frac{0,377}{\bar{l}} \left[ 0,0144 \left( \sum \mu F_{OЖ} \right)^2 - 0,178 \left( \sum \mu F_{OЖ} \right) + 1 \right]}}{\left( \frac{F_{Ж}}{F_{ВЛХ}} \right)^{1,11} \left[ 1 - 1,19 \cdot e^{-\left( \frac{F_{КК}}{\mu F_0} \right)} \right]} \quad [3],$$

где:  $\theta_{\max} = (T_{\max} - T_z) / (T_z - T_k)$  — коэффициент окружной неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания;  $T_{\max}$ ,  $T_z$ ,  $T_k$ , соответственно, температура газа максимальная местная и среднемассовая за камерой сгорания и температура воздуха за компрессором;  $\bar{l}$  — относительная длина газосборника

жаровой трубы;  $F_{ж}/\sum\mu F_{ож}$  — отношение площади миделевого поперечного сечения жаровой трубы к эффективной площади всех отверстий в ней;  $F_{ж}/F_{вых}$  — отношение площади жаровой трубы в миделевом сечении к площади ее выходного сечения (площадь поперечного сечения входа в турбину);  $F_{кк}/\sum\mu F_{ож}$  — отношение площади поперечного сечения кольцевого канала камеры сгорания к эффективной площади всех ее отверстий [3].

$$\frac{\left(1 - \frac{K}{K_k}\right) V_d \left(\bar{l}_d\right)^{0,38}}{F_{кк} l_d} \text{ — критерий стабильности течения потока в диффузоре камеры сгорания [4],}$$

где:  $V_d$  — объем диффузора камеры сгорания;  $l_d$  — длина диффузора;  $\bar{l}_d = l_d/h_{вх}$ ,  $h_{вх}$  — высота канала на входе в диффузор (выход из компрессора).

$\frac{\Delta\Theta_{max}}{\Theta_{max}}$  — определяется по графику на рисунке 3,11 [4] как функция значения  $A$ .

$$\Theta_{maxmax} = \Theta_{max} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta\Theta_{max}}{\Theta_{max}}\right) \text{ — максимальное значение коэффициента}$$

окружной неравномерности поля температуры газа за камерой сгорания с учетом разброса (нестабильности поля из-за отрывов потока в диффузоре), который необходимо учитывать при тепловом расчете турбины.

**Потребная глубина охлаждения сопловых лопаток первой ступени турбины компрессора при охлаждении их воздухом, отбираемым за компрессором, но без учета входной турбулентности потока газа [3]:**

$$\theta_{лс} = \frac{\theta_{maxmax} + \theta_0}{K_f + \theta_{maxmax}}$$

где:  $\theta_0 = T_z - T_l / T_z - T_k$ ;  $K_f = 1$ ;  $T_l = 1373$  — допустимая температура стенки лопатки.

Температура газа на входе в сопловой аппарат равна:

$$T_{maxmax} = \theta_{maxmax} (T_z^* - T_k^*) + T_z$$

**Расчет тепловых параметров рабочих лопаток турбины компрессора с учетом нестability поля температуры газа:**

$$\theta_{рmaxmax} = 0,275 \theta_{maxmax} \quad [3],$$

где:  $\theta_{рmaxmax} = T_{рmaxmax} - T_z / T_z - T_k$  — коэффициент радиальной неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания;  $T_{рmaxmax}$  — максимальная средняя температура газа по высоте канала с учетом нестability поля [3].

$$T_{рmaxmax} = \theta_{рmaxmax} \{T_z - T_k\} + T_z.$$

Температура газа за сопловым аппаратом равна:

$$T_{\text{гmaxmax}} = (T_{\text{Г}} / T_{\text{z}}) T_{\text{рmaxmax}};$$

Температура газа перед рабочим колесом в относительном движении равна:

$$T_{\text{гwmaxmax}} = T_{\text{гmaxmax}} - [(L_{\text{WT}} / c_p)(1 - \frac{1}{2} K_u)],$$

где:  $K_u = \frac{L_{\text{WT}}}{U_{\text{T}}^2};$

$L_{\text{WT}}$  — действительная работа на ободе колеса;

$U_{\text{T}}$  — окружная скорость рабочих лопаток.

Для одноступенчатой высокоперепадной турбины удельная работа газа может быть принята равной  $L_{\text{WT}} = 400$  кДж/кг, значение окружной скорости на среднем радиусе  $U_{\text{T}} = 480-500$  м, при этом:

$$\frac{L_{\text{WT}}}{C_p} (1 - \frac{1}{2K_u}) = 230^\circ$$

$$\Theta_{\text{лр}} = \frac{T_{\text{Г wmax max}} - T_{\text{л}}}{T_{\text{Г wmax max}} - T_{\text{охл}}},$$

где:  $\Theta_{\text{лр}}$  — потребная глубина охлаждения рабочей лопатки;

$T_{\text{Г wmax max}}$  — максимальная температура газа в относительном движении с учетом нестабильности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания;

$T_{\text{л}} = 1223$  — допустимая температура стенки рабочей лопатки;

$T_{\text{охл}} = T_{\text{к}} - \Delta T$  — температура охлаждающего рабочую лопатку воздуха;

$\Delta T$  — изменение температуры воздуха в относительном движении.

При подводе охладителя с предварительной подкруткой при струйном подводе в направлении вращения с узлом натекания воздуха в относительном движении  $90^\circ$  плоскости вращения —  $\Delta T = 30-40^\circ$ .

Для охлаждения первой ступени турбины чаще всего воздух отбирается не из промежуточной ступени компрессора, а на выходе из него. Это необходимо, чтобы обеспечить нужный переход давления в охлаждающих каналах или отверстиях в лопатках.

Из-за отсутствия систематизированных данных о турбулентности потока перед рабочей лопаткой рассчитанная потребная глубина ее охлаждения  $\Theta_{\text{лр}}$  занижена.

В работе [7] сказано, что поля и уровень турбулентных пульсаций вдоль проточной части турбины определяются уровнем интенсивности турбулентности потока на входе и конструктивными особенностями самой проточной части. Возникает дополнительная турбулентность, вызванная наличием в потоке возмущений, связанных с неоднородностью потока и плохой обтекаемостью отдельных элементов, сопровождающуюся отрывами пограничного слоя. В первом приближении можно полагать, что значение интенсивности турбулентности потока на входе в рабочее колесо равно ее значению на входе в турбину, расчет которого приведен выше.

**Расчет интенсивности турбулентности потока на входе в турбину и ее учет при определении максимальной потребной глубины охлаждения сопловых лопаток совместно с неравномерностью и нестабильностью поля температуры газа:**

$$\varepsilon^2 = (1 + \bar{l}_r)^{-0,5} \left[ 0,029 \left( \frac{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_0} - 1}{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_0} + 1} \right)^2 + 0,0748 \left( \frac{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_0} - 1}{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_0} + 1} \right) \right] + 0,002 \quad [3].$$

Справедливость указанной формулы подтверждена измерениями, выполненными с помощью лазерного доплеровского анемометра [4].

$$\Theta_{\text{до } \varepsilon} = \frac{1}{\frac{(1 - \Theta_0)(1 + 0,4 \varepsilon_0^{0,28})}{(1 + 0,4 \varepsilon_0^{0,28})(\Theta_{\text{max}} + \Theta_0)} + 1} \quad [3],$$

где:  $\Theta_{\text{до } \varepsilon}$  — максимальная потребная глубина охлаждения сопловых лопаток;  
 $\varepsilon_0 = 2-6\%$  — есть значение интенсивности турбулентности потока, в котором, как показала практика испытаний, экспериментально оценивается система охлаждения лопаток;

$\varepsilon, \%$  — значение фактической интенсивности турбулентности потока на входе в турбину, которая определяется конструкцией камеры сгорания.

Результаты сравнения методов расчета по новой методике и по существующей с  $k = 0,3$  и  $k_{\text{э}} = 1,03$  представлены в таблице 1. Расчеты выполнены для параметров стендового режима многорежимного высокотемпературного серийного двигателя. Приведенная скорость на выходе из компрессора  $\lambda = 0,294$ ,  $T_{\text{охл}} = T_k$ ,  $A = 0,54$ , геометрические критерии камеры сгорания близки к оптимальным [6].

$\Theta_{\text{л}}, \Theta_{\text{л}}'$  — потребная глубина охлаждения лопаток, соответственно по новому методу расчета и по существующему.

Таблица 1

|  | Сопловая лопатка | Рабочая лопатка | Сопловая лопатка с учетом турбулентности |
|--|------------------|-----------------|--|
| $\frac{\Theta_{\text{л}}}{\Theta_{\text{л}}'}, \%$ | 111              | 115             | 122                                      |

Из анализа таблицы следует, что общепринятый метод расчета глубины охлаждения турбины дает заниженное значение глубины охлаждения лопаток по сравнению с новым методом, а следовательно, обеспечивает увеличение сроков доводки двигателей.

Так, опыт создания двигателей IV, V, VI поколений показывает, что как в России, так и за рубежом на доводку (ОКР — опытно-конструкторские работы) уходит около 5 лет. При этом общий срок разработки двигателей существенно растет для более высоких поколений из-за роста НИЭР (научно-исследовательская и экспериментальная работа).

Учет указанных выше мероприятий внесет вклад в сокращение сроков доводки новых изделий и повысит надежность их горячей части.

## Выводы

Представлена методология расчета потребной глубины охлаждения лопаток первой ступени турбины компрессора, отличающийся тем, что:

1. Впервые максимальная температура газа на входе лопаток не задается произвольно, а рассчитывается в зависимости от геометрических критериев камеры сгорания.
2. Учитывается нестабильность поля температуры газа, возникающая из-за отрывного течения потока в диффузоре камеры, что вызывается несогласованностью совместной работы компрессора и камеры сгорания. Граница нестабильности определяется величиной соответствующего критерия.
3. Дан метод расчета турбулентности потока на входе в турбину и представлен порядок расчета глубины охлаждения лопаток в зависимости от интенсивности турбулентности потока и от максимальной неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания.
4. Новый метод расчета турбины обеспечивает сокращение продолжительности доводки горячей части двигателя, так как по сравнению с ним существующие методы расчета могут давать заниженные значения глубины охлаждения лопаток, что приведет к затратам времени на устранение дефектов конструкции.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Гриценко Е.А. и др.* Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. — Самара: СНЦ РАН, 2002. — 527 с.
2. *Круковский П.Г. и др.* Верификация трехмерной CFD-модели теплового состояния охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке // Пром. теплотехника. — 2005. Т. 27, № 1. — С. 17–25.
3. *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.
4. Оптимизация камеры сгорания / под ред. О.А. Рудакова / А.В. Григорьев и др. СПб.: изд-во Политехнического ун-та, 2015. — 152 с.
5. *Григорьев А.В., Рудаков О.А. и др.* Условия совместимости компрессора и камеры сгорания, обеспечивающие работоспособность турбины при их работе в составе газогенератора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. — Самара: изд-во СГАУ, 2013. Вып. 3. — С. 73–78.
6. Пат. 2400673 Российская Федерация, МПК F23R03126. Камера сгорания с оптимальным режимом работы / А.В. Григорьев, О.А. Рудаков, Н.Д. Саливон; заявитель и патентообладатель ОАО «Климов» — 2009100523(000655); заявл. 11.01.2009; опубл. 27.09.2010. Бюл. № 27. — 8 с.
7. *Зысина-Моложен и др.* Влияние турбулентности на потери в проточной части турбины // Энергомашиностроение. — 1970, № 7. — С. 23–25.



# КОНСТРУКЦИЯ. ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.438

*Р.Ю. Старков, А.Н. Поткин, Ф.В. Карпов, И.А. Немтырева*

*ПАО «НПО «Сатурн»», г. Рыбинск  
irina.nemtyreva@yandex.ru*

## НЕЦЕНТРИРОВАННАЯ БАНДАЖНАЯ ПОЛКА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

К рассмотрению предложена нецентрированная бандажная полка рабочего колеса турбины, выполненная с удлиненной выступающей частью со стороны корыта пера лопатки относительно короткой выступающей части со стороны спинки пера лопатки. Контактные поверхности бандажных полок выполнены под углом  $\alpha$  к оси лопатки, между контактными поверхностями смежных лопаток в статическом (не рабочем состоянии) имеется зазор, при этом боковая грань полки хвостовика, замка лопатки и контактные поверхности вылетов бандажной полки параллельны. Рабочие лопатки собираются в колесо без натяга. Натяг образуется в поле центробежных сил за счет того, что более податливый длинный вылет полки деформируется больше и упирается в короткий менее податливый, создавая тем самым замкнутый круговой бандаж венца рабочего колеса турбины.

Классическая рабочая лопатка газовой турбины (рис. 1) состоит из профильной части, замка, нижней и верхней (бандажной) полок, а также ножки, соединяющей профильную часть и нижнюю полку с замком [1].

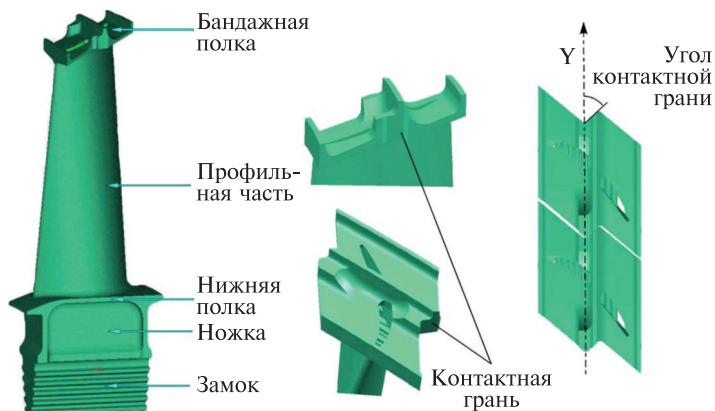


Рис. 1

Как известно, различают газодинамические и антивибрационные бандажные полки. Газодинамические бандажные полки служат для уменьшения протекания рабочего газа через радиальный зазор, что существенно повышает КПД ступени турбины. Антивибрационные бандажные полки применяют для снижения динамических напряжений, возникающих на лопатках по первой изгибной и прочим формам колебаний, за счет сил, действующих на контактных поверхностях бандажных полок. Как правило, антивибрационные бандажные полки являются и газодинамическими. При проектировании традиционной бандажной полки ее центр тяжести совмещается с центром масс периферийного сечения, вылеты полки относительно профиля минимизируются для уменьшения напряжения изгиба в поле центробежных сил.

При сборке рабочего колеса лопатки в диске устанавливаются с определенным натягом. Под действием центробежных сил при вращении турбины натяг между полками лопаток уменьшается по сравнению со значением, полученным при сборке, и может быть недостаточным для демпфирования колебаний рабочих лопаток. Кроме того, контактные грани при недостаточном натяге быстро истираются и происходит разбандажирование рабочих лопаток. Поэтому зачастую от бандажных полок на рабочих лопатках первых ступеней ТВД, как наиболее нагруженных, приходится отказываться, потому что уровень напряжений в пере лопатки и так высок. Для того чтобы убрать зависимость демпфирования рабочих лопаток от выбора параметров зацепления при сборке разработана новая конструкция бандажной полки. В первоначальном варианте она рассматривается как чисто антивибрационная.

Бандажная полка новой конструкции отличается от классической полки:

- а) **разными** длинами (вылетами) консолей полки со стороны спинки и корыта, причем вылет полки с корыта значительно больше вылета полки со спинки (рис. 2);
- б) контактными гранями (поверхностями), выполненными **под углом**  $\alpha$  к оси лопатки (рис. 3). Со стороны спинки угол составляет 45 градусов (острый угол), со стороны корыта — 135 градусов (тупой угол);
- в) **совпадающими** направлениями (векторами) вытягивания или шлифования замка лопатки (А), боковых поверхностей полки хвостовика (Б) и контактных граней бандажной полки (В) (рис. 2).

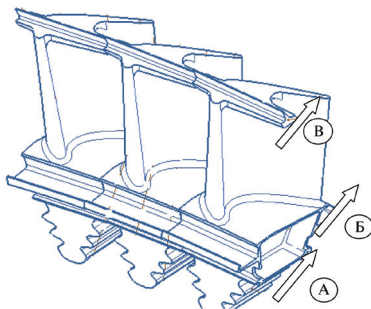


Рис. 2

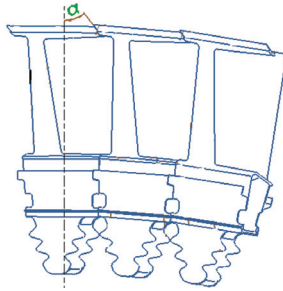


Рис. 3

Вследствие различных вылетов бандажной полки со стороны корыта и спинки консоли обладают различной податливостью, что приводит к различной деформации концов полки со стороны спинки и корыта в поле центробежных сил (рис. 4). Имея такую конструкцию полок, рабочие лопатки собираются в колесо вовсе без натяга, между соседними полками даже возможен монтажный зазор. В сборе (в колесе) в поле центробежных сил более податливый длинный вылет полки деформируется больше и упирается в короткий менее податливый (рис. 5), создавая замкнутый круговой бандаж венца рабочего колеса турбины и образуя при этом натяг, достаточный для демпфирования лопаток. Для того чтобы получить такой эффект на этапе проектирования лопатки, геометрия верхней бандажной полки, расположенная на концевой части профиля, рассчитывается таким образом, чтобы отношение вылета со стороны спинки к вылету со стороны корыта составило  $0,26...0,3$  (в зависимости от величины центробежных сил) для компенсации сил, действующих на бандажную полку рабочего колеса при работе турбины.

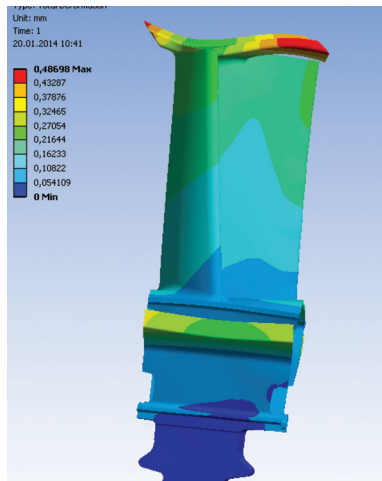


Рис. 4

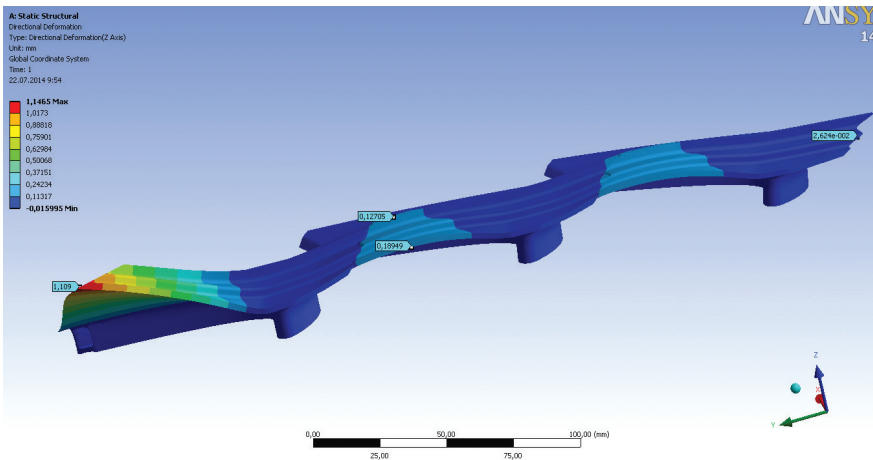


Рис. 5

При вращении рабочего колеса турбины нецентрированные плечи бандажной полки получают крутящий момент, вектор которого от оси двигателя. Тем самым возникают однонаправленные радиальные перемещения бандажной полки со стороны спинки и корыта от оси двигателя в результате которых возникает контакт бандажных полок по контактным поверхностям и необходимый натяг для демпфирования рабочих лопаток. Причем отношение перемещения короткой части бандажной полки к длине составляет приблизительно 1 к 10.

Расчеты показали, что благодаря такой геометрии бандажной полки с учетом правильно рассчитанных вылетов мы получаем уровень напряжения в ней гораздо ниже, чем у традиционных бандажных полок. Кроме того, благодаря тому, что сборка рабочего колеса осуществлялась без натяга, нет и избыточных напряжений в пере лопатки. К тому же во время работы двигателя при контакте бандажных полок по контактным граням (рис. 1) не происходит их истирания, а значит, и снижения antivибрационных свойств, а имеет место перемещение полок относительно друг друга в окружном направлении по контактным поверхностям короткого и длинного вылета в плоскости контактной поверхности, составляющей 45 градусов к поверхности бандажной полки. Такой принцип работы делает возможным применение antivибрационных свойств бандажных полок даже на первых ступенях турбины, имеющих большую жесткость на кручение короткого и толстого (из-за наличия каналов охлаждения) пера рабочих лопаток.

Кроме того, значительным преимуществом предлагаемой конструкции бандажной полки перед традиционной является возможность замены рабочих лопаток в рабочем колесе без демонтажа турбины благодаря отсутствию зигзагообразного зацепления по контактным поверхностям полки, обязательного натяга при сборке и совпадающим направлениям вытягивания поверхностей, по которым контактируют соседние лопатки в колесе. Тем самым существенно

снижаются издержки при эксплуатации двигателя и послепродажном обслуживании.

Для снижения риска появления крутильных форм колебаний, уменьшения истирания контактных поверхностей бандажной полки при контакте в работе под действием газовых сил и увеличения ее ресурса предлагается следующая модификация нецентрированной бандажной полки. Удлиненную выступающую часть со стороны корыта каждой лопатки снабдить зубом, а короткую часть со стороны спинки — пазом (рис. 6). В процессе работы удлиненная выступающая часть бандажной полки рабочей лопатки центробежными силами прижимается к короткой выступающей части бандажной полки смежной рабочей лопатки, происходит зацепление соседних бандажных полок за счет системы паз — зуб (рис. 7), тем самым образуя замкнутый круговой бандаж рабочего колеса турбины и демпфируя крутильные колебания рабочих лопаток.

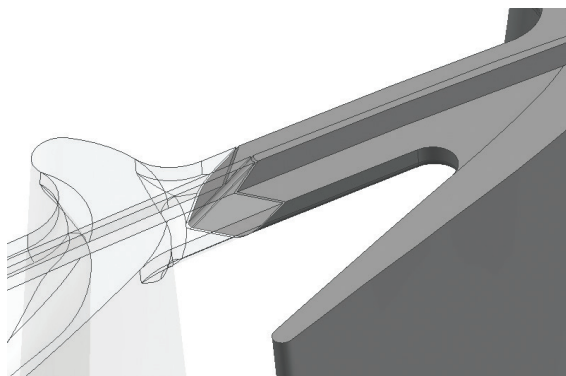


Рис. 6

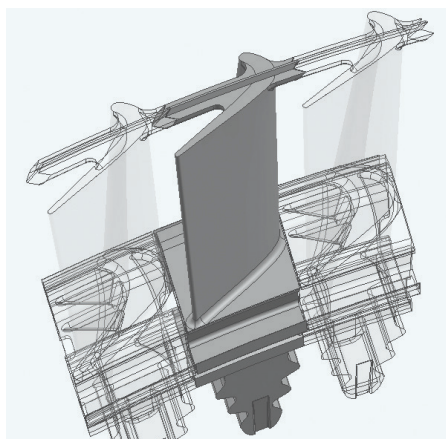


Рис. 7

Таким образом, суммируя все вышесказанное, можно подытожить:

- предлагаемая конструкция бандажной полки рабочего колеса турбины является антивибрационной, обеспечивает демпфирование как изгибных, так и крутильных форм колебаний рабочих лопаток турбины;
- по причине отсутствия предварительного натяга бандажная полка может применяться на первых ступенях турбин, имеющих большую жесткость на кручение короткого и толстого пера рабочих лопаток;
- благодаря отсутствию зигзагообразного зацепления по контактным поверхностям полок, обязательного натяга при сборке и совпадающим направлениям вытягивания контактных поверхностей замка, хвостовика и бандажной полки возможна замена лопаток в рабочем колесе без полного демонтажа.

Также в заключение можно добавить, что основное отличие предлагаемой конструкции от подобных разработок [2] состоит в том, что она проста в изготовлении и сборке, не имеет дополнительных демпфирующих элементов, снижающих надежность рабочего колеса турбины.

На описанную конструкцию бандажной полки рабочей лопатки турбины получен патент на полезную модель, планируется внедрение на турбинах, разрабатываемых и производимых на ПАО «НПО «Сатурн»».

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. — Т. 2.
2. Патент РФ № 2433277, МПК F01D5/16, F01D5/22, заявлено 17.03.2010, опубликовано 10.11.2011.

УДК 621.438

*Н.В. Кикоть, М.Н. Буров, М.В. Лебедев*

*ПАО «НПО «Сатурн»», г. Рыбинск  
nikolay.kikot@npo-saturn.ru*

### **ПУТИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ МЕЖВАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА В ГАЗОТУРБИННОМ ДВИГАТЕЛЕ**

В статье представлены варианты конструктивного исполнения межвального подшипника в целях снижения вероятности возникновения дефекта проскальзывания, связанных с малыми радиальными нагрузками в опоре двигателя АЛ-31Ф.

В ходе эксплуатации двухвальных газотурбинных двигателей (ГТД) наблюдались случаи разрушения роликового подшипника передней опоры турбины низкого давления, так называемого межвального подшипника (МВП). Демонтаж двигателей в связи с обнаружением недопустимых дефектов МВП вызывает

значительные материальные потери. Если дефект своевременно не выявлен, то он может привести и к летному происшествию. Между тем известны способы повышения надежности конструкции узла.

Нерегулярная вибрационная нагрузка и прецессия вала турбины низкого давления (ТНД), подклинивая случайным образом то один, то другой ролик, вызывает их огранку, а также появление следа проскальзывания на внутреннем кольце, так называемый язык (рис. 1). Ролик, внезапно подторможенный внутренним кольцом, получает удар сепаратором, у которого при этом деформируется перемычка. От удара сепаратора о ролик на наружном кольце образуется след проскальзывания в виде поперечной полосы. Следы приработки центровочных поверхностей сепаратора, наружного кольца и его бортов слабые, так как проскальзывание сепаратора уменьшает их относительную скорость [1].

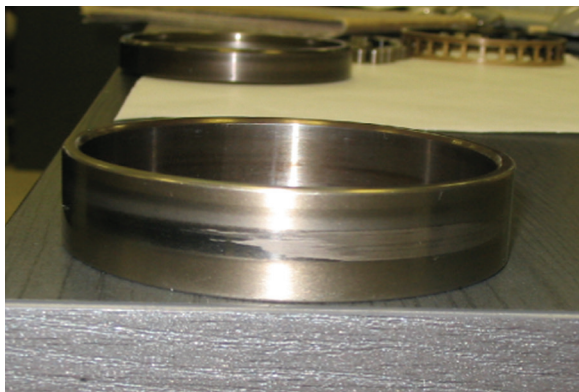


Рис. 1

При маневрировании летательного аппарата, полете в турбулентной атмосфере и на взлетно-посадочных режимах нагрузка на МВП возрастает. Попадание МВП под рабочую нагрузку в нерасчетном состоянии, когда сепаратор и ролики вовлечены в движение совместно с наружным кольцом, вызывает появление еще более ярко выраженного набора характерных дефектов. Постепенное накопление такого рода дефектов приводит к разрушению МВП.

Перечисленный набор характерных дефектов был выявлен при разборке значительного числа двигателей АЛ-31Ф после диагностики по шумности вращения.

На рисунке 2 представлена конструктивная схема авиационного двигателя АЛ-31Ф [2]. Межвальный подшипник расположен между каскадами высокого и низкого давления. Внутреннее кольцо подшипника расположено на валу ТНД, наружное — на валу привода центральной конической передачи (ЦКП). Подшипник служит опорой ТНД и работает при незначительной радиальной нагрузке, так как расположен гораздо дальше от центра тяжести ТНД, чем задняя опора, и воспринимает относительно небольшую долю весовой нагрузки турбины. Именно это расчетное значение нагрузки является основным параметром,

по которому выбирают МВП. В отдельные моменты времени из-за вибрации контакт между внутренним кольцом подшипника и роликами нарушается. Ролики, отброшенные центробежной силой от внутреннего кольца, теряют с ним постоянный контакт и начинают проскальзывать без вращения вокруг своей оси. Сепаратор, центрированный по наружному кольцу, увлекается роликами во вращение вслед за ним.

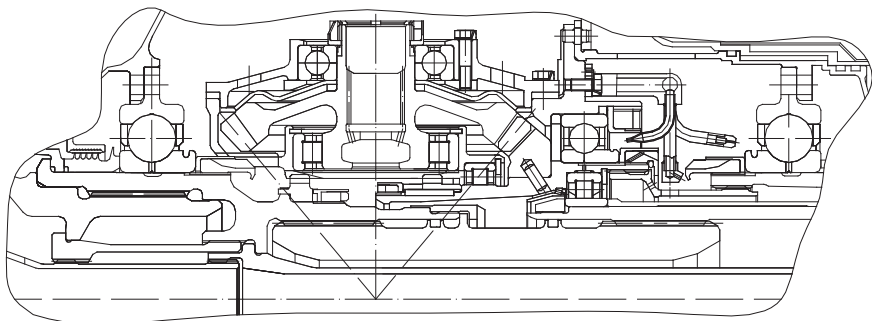


Рис. 2

Анализ причин разрушения МВП позволяет перейти к выбору мероприятий, направленных на устранение дефекта. Если шарикоподшипник при отсутствии радиальной нагрузки можно подгрузить осевой, то для роликоподшипника такой возможности нет. Поэтому вместо отсутствующей рабочей нагрузки МВП стремятся подгрузить искусственно созданной.

С этой целью можно, например, ввести дисбаланс ТНД, в результате радиальная нагрузка будет последовательно нагружать и раскручивать все ролики за каждый оборот вала. Однако такое решение вызывает повышенные вибрации турбины.

Другой способ — введение аэродинамической неуравновешенности ТНД, выполнив одну лопатку отличной от остальных. Это вызовет прецессию, радиальная сила которой будет действовать аналогично дисбалансу. Однако пока неизвестно, применялся ли когда-либо этот способ в ГТД.

Единственным реально применяемым техническим решением является несоосное расположение колец МВП, в результате чего зазор между роликами и кольцами устанавливается неравномерным. Если радиальная нагрузка на участке с уменьшенным радиальным зазором достаточна для постоянного раскручивания роликов без их перегрузки, то проскальзывание уменьшается и режим работы МВП приближается к расчетному. Однако этот способ нетехнологичен, поскольку величины смещения подшипникового узла, обеспечивающего несоосность, необходимо устанавливать индивидуально при сборке. Требуемая несоосность определяется величиной радиального зазора в подшипнике и соотношения с допуском изготовления узла.

Все рассмотренные способы повышения надежности МВП, как нетрудно заметить, достигаются за счет «ухудшения» двигателя. По-настоящему эффек-



тивное решение следует искать в иной плоскости, не связанной с сознательным ухудшением конструкции двигателя. Повышение надежности двигателя следует добиваться путем совершенствования конструкции самого узла МВП.

В процессе эксплуатации АЛ-31СТ разрушения МВП не наблюдалось. Возможно, это связано с выбегом роторов при останове ГТД. При останове авиационного двигателя происходит изменение направления вращения роликов.

Решением данной проблемы является исключение изменения вращения роликов, т. е. сделать наружное кольцо подшипника неподвижным. При данной конструктивной схеме подшипник расположен в корпусе ЦКП (рис. 3). В такой компоновке улучшается подвод масла и исчезает влияние конической передачи, в том числе и радиальный люфт шарикоподшипника. Кроме того, подшипник опоры ТНД перестает быть межвальным и, следовательно, исчезает взаимное влияние роторов высокого и низкого давления, что исключает возможность возникновения несинхронной прецессии. Одновременно перенесены борта с наружного кольца на внутреннее, т. е. наружное кольцо выполнено гладким, что добавило целый ряд дополнительных факторов, направленных на устранение причин проскальзывания. Незначительное удлинение вала ТНД не вызовет сколько-нибудь значительного изменения критических частот вращения и не требует увеличения жесткости вала.

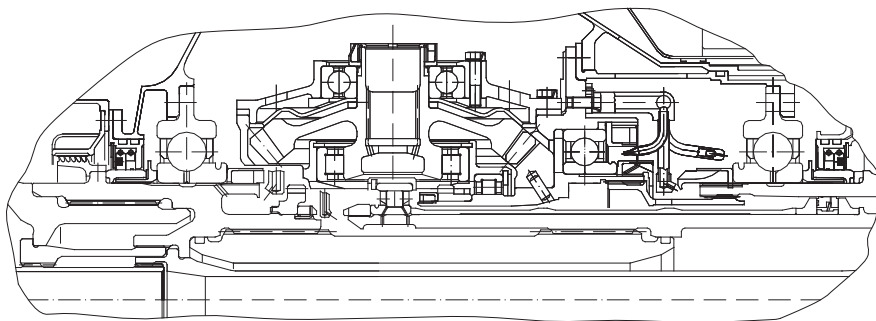


Рис. 3

Данная конструкция реализована на модификации двигателя АЛ-31Ф большей тяги, где подтверждена работоспособность подшипника в процессе ресурсных и летных испытаний [3].

Для межвальной опоры АЛ-31Ф разработаны, но не испытаны варианты постановки шарикового подшипника, а также роликового подшипника измененной конструкции, описание которых приведено ниже.

Радиальная межвальная опора (рис. 4) содержит двухрядный роликовый подшипник 1, включающий наружное кольцо 2, внутренняя рабочая поверхность которого выполнена цилиндрической относительно продольной оси опоры и установленное в валу шестерни центральной конической передачи 3. Два внутренних кольца 4 и 5, установленные на валу турбины 6, наружные рабочие поверхности которых выполнены коническими относительно продольной оси

опоры. Причем основания конусов большего диаметра направлены противоположные стороны. Дистанционное кольцо 7, установленное между внутренними кольцами 4 и 5, два сепаратора 8 и 9, контактирующие друг с другом по торцам и зафиксированные друг относительно друга от проворота, например, посредством соединения выступ — паз, в которых соответственно установлены два ряда конических роликов 10 и 11. Причем основания меньшего диаметра конических роликов из разных рядов направлены в противоположные стороны, при этом в месте стыка торцов сепараторов 8 и 9 со стороны их внутреннего диаметра выполнена клинообразная канавка, в которой установлено разрезное кольцо 12, выполненное в поперечном разрезе в виде треугольника, основание которого является его внутренней поверхностью, причем между разрезным кольцом 12 и дистанционным кольцом 7 образован радиальный зазор. На рисунке 5 приведен увеличенный фрагмент [4].

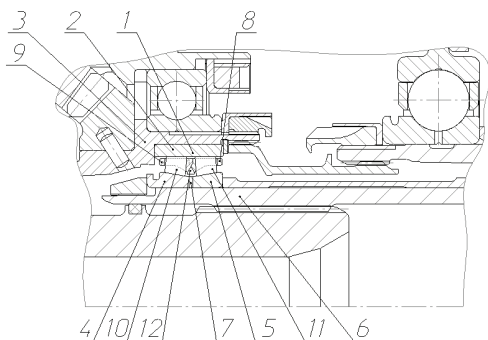


Рис. 4

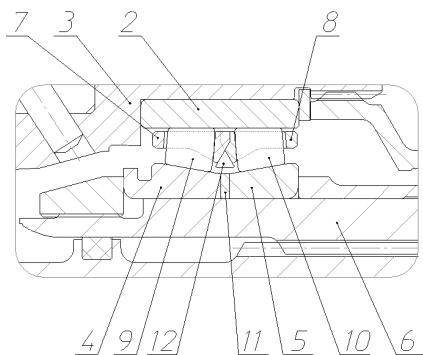


Рис. 5

При отсутствии вращения радиальный зазор в подшипнике выбран за счет незначительной сжимающей деформации разрезного кольца 12, которое воз-

действует на ролики 10 и 11 в осевом направлении через сепараторы 8 и 9, при этом усилие деформации разрезного кольца 12 настраивается дистанционным кольцом 7. Во время работы опоры усилие поджатия роликов для исключения образования радиального зазора увеличивается за счет центробежных сил от разрезного кольца, компенсируя температурные расширения и возрастающие радиальные нагрузки. Это исключает проскальзывание роликов 10 и 11 относительно колец подшипника 2, 4 и 5, т. е. все ролики участвуют в контакте независимо от вектора приложения радиальной нагрузки, это повышает надежность работы опоры. Для снижения поверхности трения сепараторов и роликов торцы роликов выполнены сферическими.

Такое техническое решение можно реализовать во всех межвальных опорах, а также в опорах, недогруженных радиальной нагрузкой.

На рисунке 6 показан вариант исполнения межвальной опоры, содержащей шариковый подшипник 1, внутреннее кольцо 2 которого установлено на валу 3 ротора низкого давления, а наружное кольцо 4 в узле ЦКП на внутренней поверхности 5 конической шестерни 6, которая контактирует с рессорой 7 посредством шлицевого соединения 8. При этом рессора контактирует с цапфой 9 ротора высокого давления посредством шлицевого соединения 10. Рессора содержит средство фиксации, которое выполнено в виде бурта 11, с возможностью его упора в торцевую поверхность 12 цапфы [5].

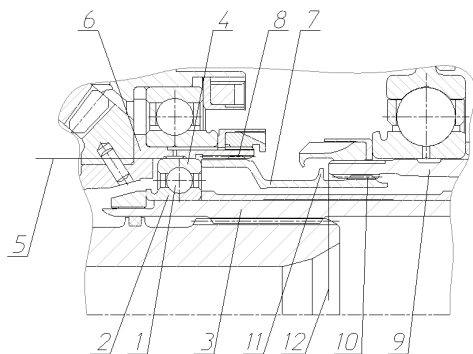


Рис. 6

Для исключения дефекта проскальзывания в подшипнике наружное кольцо дополнительно подгружается осевой силой, приходящей от рессоры, которая смещается в осевом направлении из-за шлицевого соединения, которое выполнено в виде многозаходной резьбы. Условие для выбора угла наклона шлиц определяется исходя из того, что угол трения шлиц должен быть меньше по величине угла наклона шлиц, поскольку при осевом перемещении рессоры относительно цапфы не должно происходить заклинивания резьбы, т. е. рессора должна свинчиваться с цапфы. Осевое усилие рессоры зависит от угла наклона шлиц и от момента сопротивления кручению, который меняется в зависимости от оборотов ротора высокого давления. Положительным эффектом такого

решения является то, что усилие нагружения возрастает с увеличением частоты вращения ротора.

В процессе работы двигателя крутящий момент ротора высокого давления, направленный в противоположную сторону относительно витков многозаходной резьбы, производит осевое смещение рессоры 7 относительно цапфы 9 вала высокого давления (т. е. рессора свинчивается с цапфы), причем чем больше момент, тем больше осевое усилие, приходящее на подшипник. Поэтому подшипник всегда подгружен осевой силой. Это исключает дефект проскальзывания.

Сложность такой опоры заключается в изготовлении шлицевого соединения конической шестерни и рессоры.

Наружное кольцо можно нагрузить осевой силой другим способом (рис. 7).

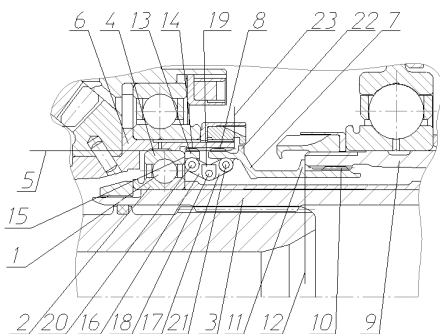


Рис. 7

Опора содержит шариковый подшипник 1, внутреннее кольцо 2 которого установлено на валу 3 ротора низкого давления. Наружное кольцо 4 установлено в узле ЦКП на внутренней поверхности 5 конической шестерни 6, контактирующей с рессорой 7 посредством шлицевого соединения 8. Рессора в свою очередь контактирует с цапфой 9 ротора высокого давления посредством шлицевого соединения 10 и содержит средство фиксации, ограничивающее ее осевое смещение в направлении от подшипника, выполненное в виде бурта 11 на рессоре 7 с возможностью его упора в торцевую поверхность 12 цапфы 9. При этом заявленная опора снабжена кольцевым элементом 13, установленным на внутренней поверхности 5 конической шестерни 6 и зафиксированным в ней от проворота посредством шлицевого соединения 14 и V-образными элементами, расположенными по окружности, между подшипником и рессорой 7. Кольцевой элемент 13 контактирует по торцу 15 с наружным кольцом 4, а каждый из V-образных элементов образован двумя качалками 16, 17, соединенными друг с другом посредством шарнирного соединения 18. В месте их соединения установлен груз 19, а свободные концы качалок соединены с наружным кольцом 4 и рессорой 7, соответственно, посредством шарнирных соединений 20 и 21. Рессора содержит средство фиксации, ограничивающее ее осевое смещение в направлении к подшипнику, выполненное в виде бурта 22 на рессоре 7, с возможностью его упора в торцевую поверхность 23 [6].

При работе двигателя с ростом частоты вращения ротора высокого давления грузы 19 за счет центробежных сил оказывают через качалки 16 и 17 осевое давление на кольцевой элемент 13 и рессору 7, при этом рессора упирается буртом 11 в торец 12 цапфы 9. Кольцевой элемент 13 давит на наружное кольцо подшипника.

Таким образом, дефект «проскальзывания» радиальных подшипников, связанный с особенностью их расположения между роторами и малой радиальной нагрузкой можно ликвидировать путем конструктивного изменения подшипника, либо опоры в целом за счет искусственного повышения нагрузки на подшипник. Рассмотренные конструктивные решения межвальнoй опоры для газотурбинного двигателя АЛ-31Ф позволяют снизить вероятность возникновения данного дефекта.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Сиротин Н.Н.* Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей (Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок). — М.: РИА «ИМ-Информ», 2002. — 442 с.
2. *Кикоть Н.В., Критский В.Ю.* Исследование проскальзывания межвального подшипника / Конверсия в машиностроении. Вып. 2. 2008. — С. 22–23.
3. Патент № 2312997. Передняя опора ротора турбины низкого давления двухвального газотурбинного двигателя.
4. Патент № 2614905. Передняя опора ротора турбины низкого давления двухвального газотурбинного двигателя.
5. Патент № 2482303. Передняя опора ротора турбины низкого давления двухвального газотурбинного двигателя.
6. Патент № 2561368. Передняя опора ротора турбины низкого давления двухвального газотурбинного двигателя.

*М.В. Лебедев, Р.Ю. Старков, А.Н. Поткин, Н.В. Кикоть*  
ПАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск

*Ю.А. Равикович, Ю.И. Ермилов, Д.П. Холобцев*  
МАИ, г. Москва

## ВНЕДРЕНИЕ ЛЕПЕСТКОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА В АВИАЦИОННЫЙ ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

В статье представлены результаты совместной работы МАИ и ПАО «НПО «Сатурн» по созданию лепесткового газодинамического подшипника (ЛГП) для опоры ротора турбины однороторного авиационного газотурбинного двигателя.

### Вводная часть

В авиационных газотурбинных двигателях широкое распространение получили подшипники качения с жидкой смазкой, для подачи которой необходима масляная система. В авиации также используются турбохолодильники с опора-

ми ротора, использующими ЛГП, не требующие специальной системы для подачи смазки (газа), что снижает массу двигателя в целом. Широкое применение ЛГП в опорах роторов отечественных авиационных газотурбинных двигателях ограничивают: низкая грузоподъемность, по сравнению с подшипниками качения, рабочая температура не более 200°C, обусловленная отечественными прирабатываемыми покрытиями, сложность расчета упруго-демпферных свойств подшипника и, соответственно, динамики ротора.

В данной статье кратко изложены результаты некоторых этапов расчетно-экспериментальных работ по внедрению ЛГП вместо роликового подшипника качения в опору турбины отечественного авиационного газотурбинного двигателя с ротором массой 75,5 кг.

### Основная часть

Основными требованиями к проектированию ЛГП являлись:

- предельная несущая способность с учетом эксплуатационных нагрузок;
- отсутствие критических частот вращения ротора в эксплуатационном диапазоне работы двигателя.
- работоспособность при относительно низкой частоте вращения (авторотации).

Один из комплектов ЛГП, спроектированный и изготовленный МАИ (см. рис. 1), в составе подшипникового модуля установки НПО «Сатурн» (см. рис. 2) прошел испытания:

- по проверке совместной работы с подшипником качения двигателя;
- по определению фактических упруго-демпферных характеристик в зависимости от частоты вращения ротора и нагрузок;
- по определению предельной несущей способности;
- длительные.

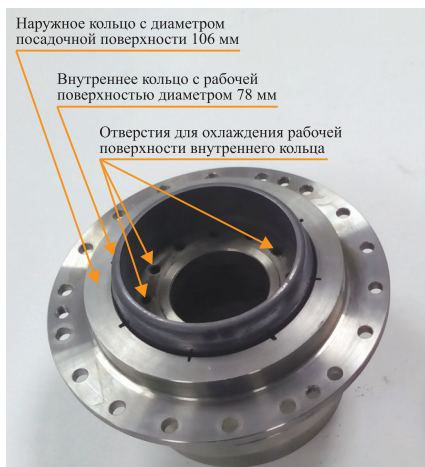
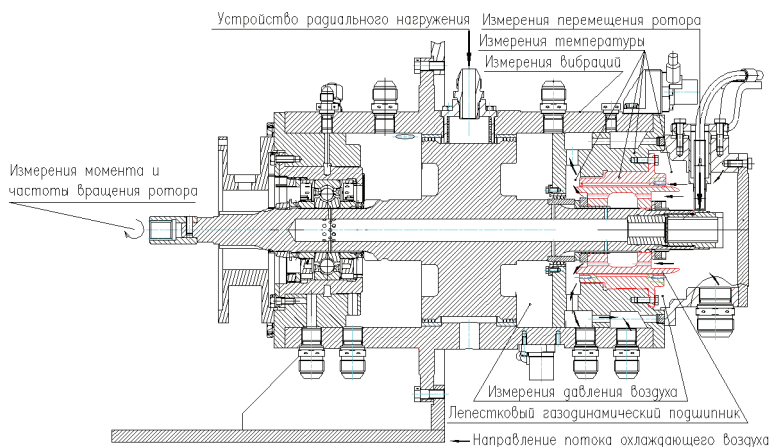


Рис. 1. ЛГП

Совместная работа ЛГП и подшипника качения в составе подшипникового модуля установки НПО «Сатурн» не выявила аномалий типа прецессии ротора.

Определение фактической жесткости ЛГП выполнялось по следующему алгоритму. Были проведены серии запусков-остановов ротора модуля с различной радиальной нагрузкой на исследуемый подшипник. Величины частот вращения ротора модуля, при которых измерялись максимальные колебания цапфы ротора с ЛГП, соответствовали критическим частотам вращения ротора модуля при различных нагрузках.

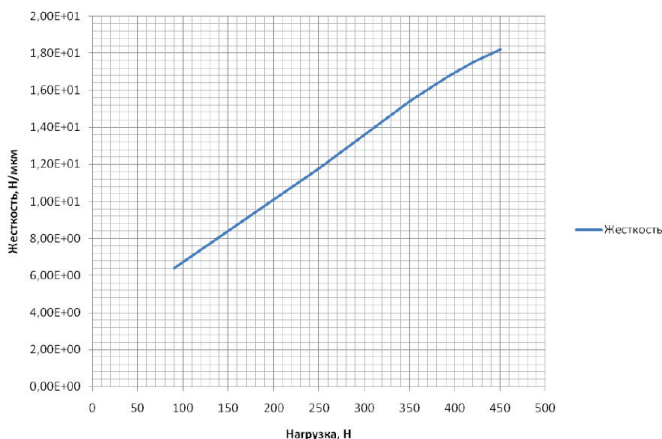


**Рис. 2.** Подшипниковый модуль установки НПО «Сатурн»

По полученным критическим частотам ротора модуля при различных нагрузках были рассчитаны соответствующие жесткости ЛГП (см. рис. 3). Амплитуды колебаний ротора не превышали 40 мкм при критических частотах для всех нагрузок при испытаниях.

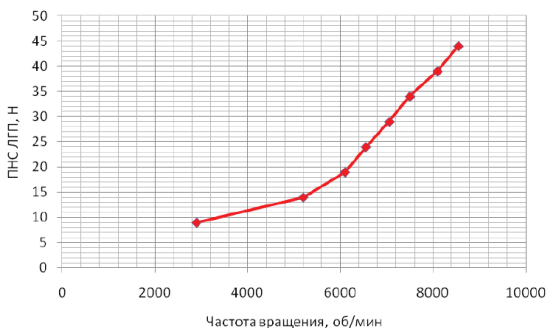
Для определения предельной несущей способности при испытаниях ЛГП в составе подшипникового модуля установки «НПО «Сатурн»» был разработан метод, учитывающий колебания частоты вращения ротора на стационарном режиме при механическом приводе с обратной связью. Суть метода заключается в том, что ЛГП нагружается при заданной частоте вращения тестовой нагрузкой, гарантированно меньшей, чем предельная несущая способность ЛГП при заданной частоте вращения ротора. После перехода на новую частоту вращения нагрузка на ЛГП уменьшается до весовой нагрузки. Уменьшение частоты вращения с постоянным ускорением позволяет избежать значительных колебаний крутящего момента и исключить влияние момента инерции привода, а дополнительный постоянный крутящий момент, который обусловлен моментом инерции ротора, может быть учтен при последующем анализе зависимости крутящего момента от частоты вращения ротора. Основным критерием начала сухого трения в ЛГП является не только начало роста момента, но и существенное изменение угла наклона зависимости. Подобным образом были обработаны полу-

ченные в ходе испытаний зависимости крутящего момента от частоты вращения ротора при различных нагрузках на ЛГП. Полученная зависимость предельной несущей способности ЛГП (см. рис. 4) не противоречила расчетно-экспериментальным данным МАИ для эксплуатационного диапазона работы двигателя и позволила перейти к длительным испытаниям в составе модуля установки «НПО “Сатурн”».



**Рис. 3.** Жесткостная характеристика ЛГП

Длительные испытания по ТПЦ двигателя, в том числе на режиме авторотации, подтвердили работоспособность ЛГП на заданный ресурс при температуре охлаждающего воздуха 20°C и 150°C. По результатам дефектации износ приработываемого покрытия на рабочих поверхностях ЛГП был незначительный. Предельная несущая способность ЛГП после длительных испытаний за счет приработки покрытия увеличилась, по сравнению с данными, указанными на рисунке 4.



**Рис. 4.** Зависимость предельной несущей способности ЛГП от частоты вращения ротора



Расчет критических частот вращения ротора проводился в программном комплексе DYNAMICS R 4.9. Определенная зависимость подтвердила отсутствие критических частот в рабочем диапазоне эксплуатации двигателя: 113 Гц и 180 Гц, — при испытаниях на стенде НПО «Сатурн».

Испытания двигателя для определения фактических критических частот вращения ротора с ЛПП выполнялись с экспериментальным образцом, для которого были определены фактические упруго-демпферные характеристики на подшипниковом модуле установке НПО «Сатурн».

В результате анализа амплитудно-частотных характеристик вибраций в процессе испытаний двигателя были выявлены диапазоны частот, которые ориентировочно соответствуют собственным частотам колебаний ротора в опорах: (55...65) Гц (первый диапазон), (80...120) Гц (второй диапазон) и (150...175) Гц (третий диапазон). То, что фактически было обнаружено более двух собственных частот, связано с существенно меньшей жесткостью ЛПП в горизонтальном направлении по сравнению с вертикальным, что обусловлено эксцентриситетом ЛПП под действием веса ротора. Поэтому частоты (55...65) Гц соответствуют первой собственной частоте в горизонтальном направлении, а вторая частота в горизонтальном направлении, подобно соотношению частот в вертикальном направлении, должна находиться в диапазоне (85...100) Гц.

### **Заключительная часть**

Изложенные в статье этапы совместной работы МАИ и НПО «Сатурн» являются научно-техническим заделом для создания отечественного авиационного газотурбинного двигателя с опорами, использующими подшипники качения и ЛПП.

УДК: 621.444.4

*А.Н. Мурзин<sup>1</sup>, А.И. Белоусов<sup>2</sup>, А.А. Кузнецов<sup>1</sup>*

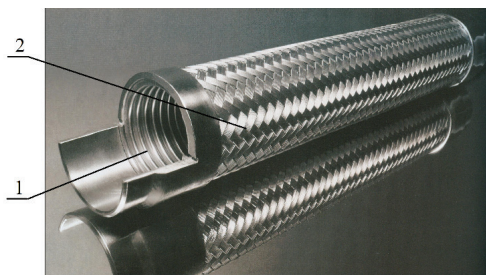
*<sup>1</sup> ПАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара  
murzin.artem@yandex.ru*

*<sup>2</sup> ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королева», г. Самара  
aibelousov@mail.ru*

## **МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ГИБКИХ ТРУБОПРОВОДОВ**

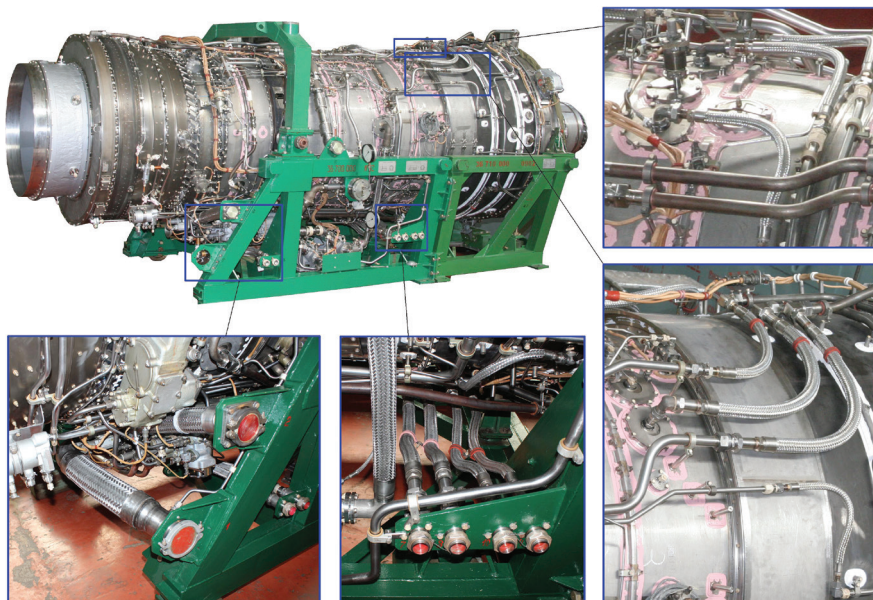
В работе рассмотрены различные конструктивные исполнения гибких металлических рукавов (ГМР). Выделен основной элемент металлических рукавов, влияющий на их гидравлическое сопротивление — гофрированная оболочка. Проанализировано влияние ее геометрических характеристик на гидравлические свойства гибких коммуникаций. Рассмотрены мероприятия, направленные на снижение гидравлического сопротивления ГМР и из них подробно исследовано наиболее перспективное — установка экрана с перекрывающимся профилем в гофрированную оболочку.

Гибкие трубопроводы являются наиболее распространенными компенсационными элементами в трубопроводах авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ). К таким коммуникациям относятся гибкие рукава (рис. 1). Они представляют собой гофрированную оболочку 1, на наружную поверхность которой наложена оплетка 2 из стальной проволоки [1].



**Рис. 1.** Гибкий металлический рукав  
1 — гофрированная оболочка; 2 — оплетка

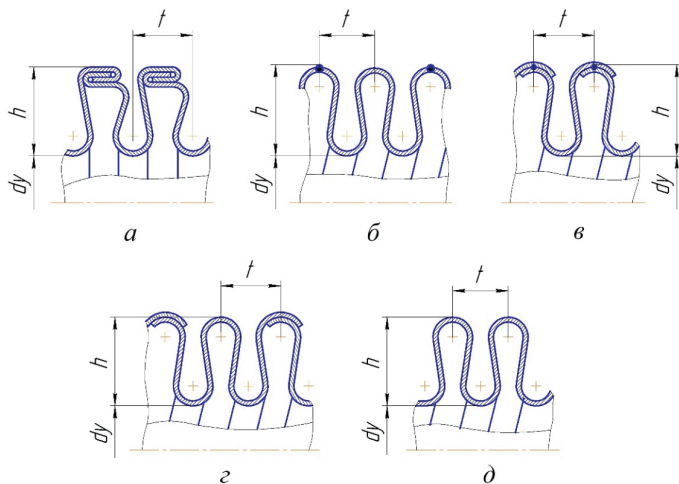
По техническим характеристикам ГМР могут применяться во всех системах газотурбинного двигателя [2]. На рисунке 2 изображена трубопроводная обвязка ГТУ НК-36СТ (мощностью 25 МВт) с широким применением ГМР в топливной, масляной, суфлирующей и воздушной системах.



**Рис. 2.** Трубопроводная обвязка ГТУ НК-36СТ

Основным элементом ГМР, влияющим на его гидравлические и газодинамические характеристики, является гофрированная оболочка. Различают гофрированные оболочки с гофрами [3]:

- 1) кольцевыми, полученными гидравлическим формованием из сваренных или цельнотянутых трубных заготовок (рис. 3, *а*);
- 2) винтовыми с паяным замком в двойной фальц (рис. 3, *б*);
- 3) винтовыми со сварными швами (встык или внахлест) или полученными из трубных заготовок механическим формованием (рис. 3, *в*, *г*, *д*).



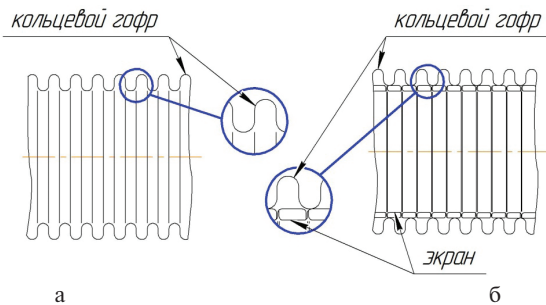
**Рис. 3.** Конструктивные схемы гофрированных оболочек и их основные геометрические характеристики

Кольцевые или параллельные гофры замкнуты сами на себя и расположены на равном расстоянии друг от друга. Винтовые гофры предполагают спираль с равномерным шагом по всей длине рукава. Наибольшее распространение в ГТУ получили металлические рукава с конструктивными схемами первого и третьего типов.

Основными геометрическими характеристиками у гофров (см. рис. 3) являются высота  $h$ , шаг  $t$  и внутренний диаметр  $d_y$ . Установлено [2; 3], что гидравлическое сопротивление рукава зависит от относительной волнистости его внутренней поверхности  $h/d_y$ , геометрического коэффициента  $m = d_y/t$ . С увеличением относительной волнистости, т. е. при увеличении  $h$  при данном  $d_y$  или уменьшении  $d_y$  при постоянной высоте гофра  $h$  гидравлическое сопротивление возрастает, так как обтекание гофров потоком жидкости (газа) затрудняется. Аналогичная картина наблюдается при уменьшении геометрического коэффициента  $m$ , что при рассматриваемом  $d_y$  соответствует увеличению  $t$ . При увеличении числа выступов на единицу длины (уменьшении шага гофров) и уменьшении их высоты гидравлическое сопротивление снижается, приближаясь при большем числе выступов к сопротивлению гладкого трубопровода.

Угол изгиба гофрированной оболочки также влияет на гидравлические характеристики ГМР. При уменьшении величины изгиба потери в рукаве уменьшаются.

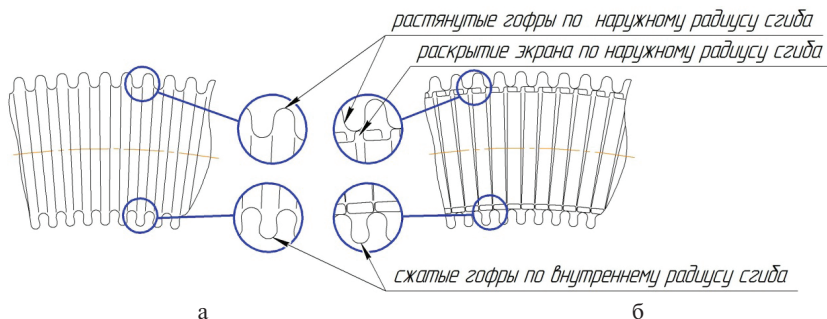
Гидравлическое сопротивление ГМР выше, чем в гладких трубопроводах. Это объясняется вихревыми течениями в гофрах, которые оказывают решающее влияние на параметры потока. Установка вальцованных экранов с перекрывающимся профилем во внутреннюю полость являются эффективным способом по уменьшению потерь давления в гибких трубопроводах. На рисунке 4 изображены прямолинейные участки внутреннего тракта гофрированной оболочки с кольцевым гофром и оболочка с установленным вовнутрь вальцованным экраном.



**Рис. 4.** Внутренний тракт прямолинейной гофрированной оболочки с кольцевым гофром без экрана (а) и с вальцованным экраном (б)

В случае установки экрана с перекрывающимся профилем геометрия тракта становится близкой к гладкой трубе, соответственно, гидравлическое сопротивление гибкого элемента значительно уменьшается.

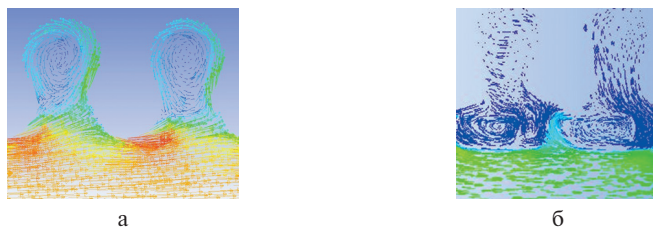
При изгибе гофрированной оболочки наружная часть гофра растягивается, а внутренняя сжимается (рис. 5, а) и в целом увеличивает гидравлические потери в рукаве.



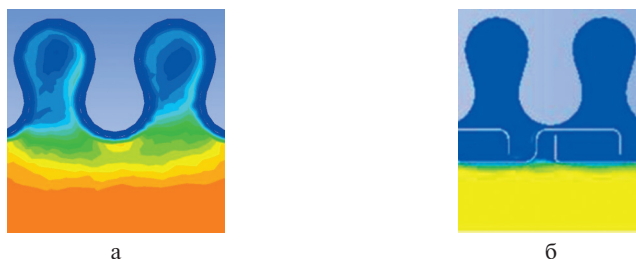
**Рис. 5.** Внутренний тракт изогнутой гофрированной оболочки с кольцевым гофром без экрана (а) и с вальцованным экраном (б)

Установленный во внутреннюю полость гофрированной оболочки экран с перекрывающимся профилем при изгибе (рис. 5, б) также раскрывается по наружному радиусу сгиба, но смыкается по внутреннему, и геометрия тракта выравнивается, что уменьшает гидравлическое сопротивление ГМР.

Пример вихревого течения воздушной среды в металлическом рукаве с кольцевой гофрированной оболочкой и в ГМР с экраном для одинаковых граничных условий изображен на рисунке 6 (получены в ANSYS FLUENT).



**Рис. 6.** Вихревые течения в ГМР (а) и рукаве с экраном (б) распределение скоростей на рис. 7.



**Рис. 7.** Распределение скорости в ГМР (а) и рукаве с экраном (б)

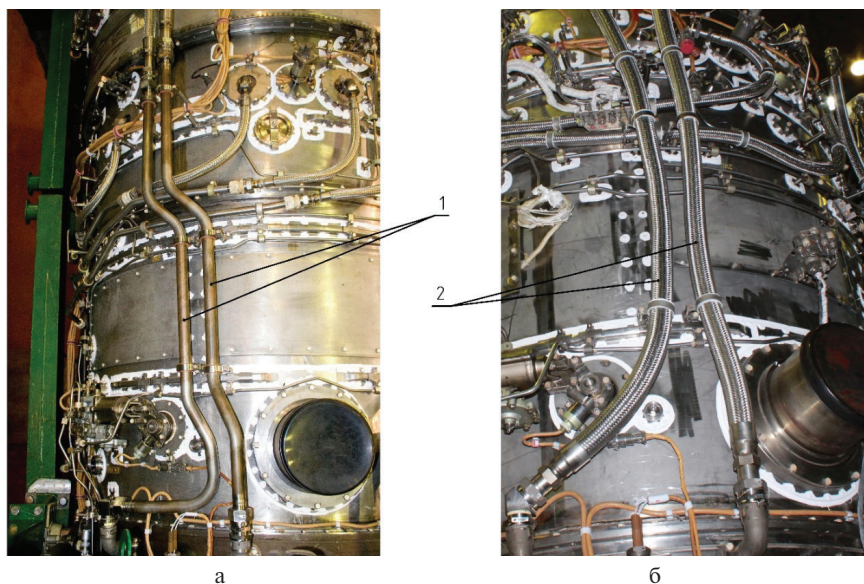
Видно, что вихри по границе вальцованного экрана (см. рис. 6, б) влияют на основной поток меньше, чем вихри от самого гофра, соответственно, распределение поля скоростей рабочей среды в экранированном гибком трубопроводе более равномерное (рис. 7, б), чем в рукаве без экрана. Таким образом, установка экрана с перекрывающимся профилем снижает потери давления ГМР.

Проведенный анализ показал, что снизить гидравлическое сопротивление гибких трубопроводов с сильфонными компенсаторами можно при помощи следующих мероприятий:

- 1) увеличение внутреннего диаметра  $d_i$ ;
- 2) уменьшение высоты гофра  $h$ ;
- 3) уменьшение шага гофров  $t$ ;
- 4) уменьшение угла изгиба гофрированной оболочки;
- 5) применение вальцованных экранов с перекрывающимся профилем.

Эффективность данных мероприятий в настоящий момент проходит проверку в экспериментальной обвязке (для магистрали наддува разгрузочной

полости опоры свободной турбины) на ГТУ НК-36СТ и НК-37 мощностью 25 МВт (рис. 8).



**Рис. 8.** Штатная (а) и экспериментальная (б) обвязки в магистралях наддува разгрузочной полости опоры СТ двигателя НК-36СТ:  
1 — жесткие трубопроводы; 2 — ГМР

Кроме этого, следует отметить, что при протекании газа по металлическому рукаву с винтовым расположением гофров потери давления меньше, чем при кольцевом гофре. Это объясняется тем, что в первом случае завихрение потока совпадает по направлению с винтовой линией гофрировки. Однако ГМР с оболочкой из винтовых гофров менее гибкие, чем рукава с кольцевой гофрированной оболочкой. Поэтому оптимальный выбор конструктивного исполнения ГМР следует проводить исходя из требований к трубопроводной трассе: по допустимым гидравлическим потерям транспортируемой среды [3], условиям монтажа [2; 4] и возможности частотной отстройки при высоком уровне возбуждения колебаний трубопроводов [5].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Итбаев В.К.* Выбор материалов для конструкции гибких трубопроводных соединений / В.К. Итбаев, Р.Г. Ахматвалиев, В.А. Федоров // *Вестник УГАТУ*. — 2009. № 1 (34). — С. 94–96.
2. *Крюков А.И.* Гибкие металлические рукава / А.И. Крюков, И.М. Глинкин, В.И. Финонин. — М.: Машиностроение, 1970. — 204 с.
3. *Швец Б.Я., Сивашенко Т.И.* Потери напора в гибких металлических трубопроводах / Б.Я. Швец, Т.И. Сивашенко. — Киев: КНИГА, 1964. — Вып. 3.

4. *Итбаев В.К.* Исследование предельных состояний сильфонных компенсаторов в условиях криогенных температур / В.К. Итбаев, Б.И. Скуратов, В.А. Федоров // Вестник УГАТУ. — 2008. № 1 (26). — С. 36–43.
5. *Кривошеева С.Я.* Методики расчета околорезонансных колебаний гофрированных облочек трубопроводов ГПА: дисс. канд. техн. наук // Тюмень: ТюмГТУ, 2007. — 134 с.

УДК 620.18

*М.А. Артамонов<sup>1</sup>, С.Д. Потапов<sup>2</sup>, Д.Д. Перепелица<sup>2</sup>,  
Д.Д. Онищенко<sup>3</sup>, Н.И. Демкина<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> *ОКБ им. А. Льюлки — филиал ПАО «УМПО»*

<sup>2</sup> *ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»*

<sup>3</sup> *ООО «M&S Decisions», Москва  
maxartamonov@gmail.com*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДАМИ РЕНТГЕНОВСКОЙ ТОМОГРАФИИ И ЭЛЕКТРОННОЙ МИКРОСКОПИИ ДЕФЕКТОВ И ИХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ГРАНУЛИРУЕМОМ НИКЕЛЕВОМ СПЛАВЕ ЭП741НП**

При помощи растровой электронной микроскопии и рентгеновского томографа исследованы дефекты (керамические включения) в образцах, изготовленных из гранулированного никелевого сплава ЭП741НП. Данный сплав используется для изготовления дисков газотурбинных двигателей. Полученная информация о типичной форме дефектов, их количестве в материале позволила определить влияние указанных факторов на зарождение усталостных трещин.

### **Введение**

Для изготовления дисков газотурбинных двигателей и установок используются в том числе жаропрочные гранулируемые никелевые сплавы. Рабочие температуры деталей, изготовленные из данных материалов, достигают 650–750°С. Отмечается, что при данных уровнях температур при испытании образцов повышается вероятность зарождения усталостных трещин от внутренних дефектов, развитие которых может привести к разрушению детали. В основном для подобных материалов дефектами являются керамические включения, максимальные размеры которых соизмеримы с размерами гранул, из которых изготавливается материал. В настоящее время в авиационной отрасли широко используется программа DARWIN, позволяющая рассчитать скорость развития усталостной трещины от дефектов, содержащихся в материале детали, и на основе вероятностного подхода спрогнозировать длительность безопасной эксплуатации детали. Для использования данной программы необходимо иметь статистические данные о распределении дефектов в материале. Знание о природе дефектов, их геометрических размерах и форм-факторе дает возможность смоделировать

процесс зарождения усталостной трещины и предсказать длительность развития разрушения в материале.

По заказу ОКБ им. А. Люльки фирмой ООО «Системы для микроскопии и анализа» с помощью рентгеновского томографа были получены снимки сечений 50 цилиндрических образцов из разных партий и плавок (группа 1), изготовленных АО «Ступинская металлургическая компания» для проведения испытаний на МЦУ. Кроме того, было проведено исследование 40 образцов, вырезанных из одного диска ТНД (группа 2).

Рентгеновское томографическое исследование проводилось на оборудовании Versa XRM-500 фирмы ZEISS. Фрактографическое исследование изломов, разрушенных при испытаниях на МЦУ образцов, проводилось с использованием растрового электронного микроскопа JSM-IT300LV фирмы JEOL. Для анализа химического состава дефектной области (ДО) — керамическое включение, использовался рентгеновский спектральный энергодисперсионный микроанализатор INCA SDD X-MAX фирмы Oxford Instrument (PCMA).

### **Исследуемый материал**

Материал образцов — никелевый гранулируемый сплав ЭП741НП. Размер гранул сплава, из которого были изготовлены образцы, не превышает 140 мкм. Для исследования применялись цилиндрические образцы, изготовленные для проведения испытания на МЦУ.

Область рентгеновского томографического сканирования представляет собой цилиндр с диаметром  $\approx 5$  мм и высотой около  $\approx 10$  мм. Всего для одного образца получено порядка 1 000 фотографий сечений с шагом по высоте образца 10 мкм.

### **Методика проведения исследования**

После проведения испытаний образцов на МЦУ изломы усталостных трещин были исследованы методом электронной микроскопии. При исследовании с помощью растрового электронного микроскопа (РЭМ) дефекта, находящегося на поверхности излома, использовался как детектор вторичных электронов (ДВЭ), так и детектор отраженных электронов (ДОЭ). ДОЭ позволяет выявлять не только топологические особенности рельефа, но и получать информацию, связанную с изменением среднего атомного номера материала на локальном участке поверхности (чем выше локальная плотность материала, тем больше отражаются электроны и тем выше яркость этого участка по сравнению с соседними областями).

Для анализа химического состава дефектной области использовался рентгеновский спектральный энергодисперсионный микроанализатор INCA SDD X-MAX фирмы Oxford Instrument (PCMA). Вначале проводилась съемка поверхности ДО с использованием ДОЭ. По полученному изображению выбирались участки поверхности, по которым проводился рентгеновский микроанализ.

При сканировании рентгеновским томографом образцов применялись следующие параметры съемки: ускоряющее напряжение — 160 кВ при мощности



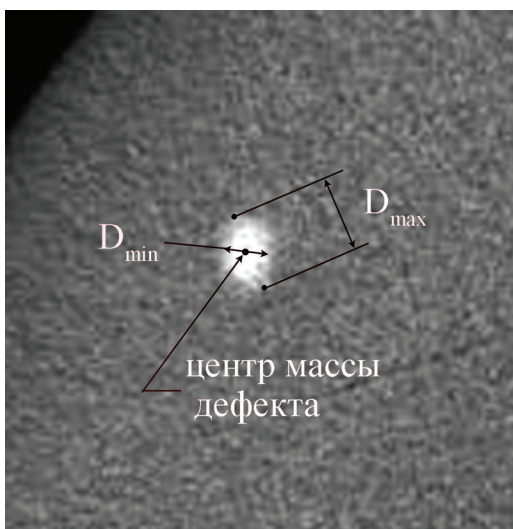
источника 10 Вт, время накопления сигнала для одного угла составляло 1,2 секунды, объектив кратности 0,4X, разрешение, при котором проводилось сканирование рентгеновским томографом, составляло 10 мкм.

Всего для каждого образца получено 1 800 проекций. Общее время съемки одного образца составляло порядка 2 часов.

По изменению локальной яркости изображения сечения образца, полученного рентгеновским томографом, можно выделить два вида дефектов: включение, когда локальная плотность участка отличается от плотности материала, или пора, когда яркость близка к нулю в локальном участке внутри материала. Распределение пор в материале не исследовалось, так как от данного дефекта крайне редко фиксировалось зарождение усталостной трещины.

Анализ фотографий сечений образцов, полученных рентгеновским томографом, проводился по следующей методике:

- каждая фотография сечения исследовалась на предмет наличия участков неоднородностей, определяемых через локальную яркость участка (рис. 1);
- при нахождении такого участка анализировались соседние фотографии сечений с целью нахождения фотографии, на которой данная неоднородность имеет максимальный размер;
- в результате данного анализа определялись следующие параметры дефектной области: максимальный ( $D_{\max}$ ) и минимальный ( $D_{\min}$ ) размер дефекта, определяемого по сечению, по которому дефект имеет максимальные размеры (рис. 1), размер дефекта вдоль оси образца  $Z_n$ , максимальная площадь сечения дефекта ( $S_{\max}$ ), объем дефекта ( $V$ ).

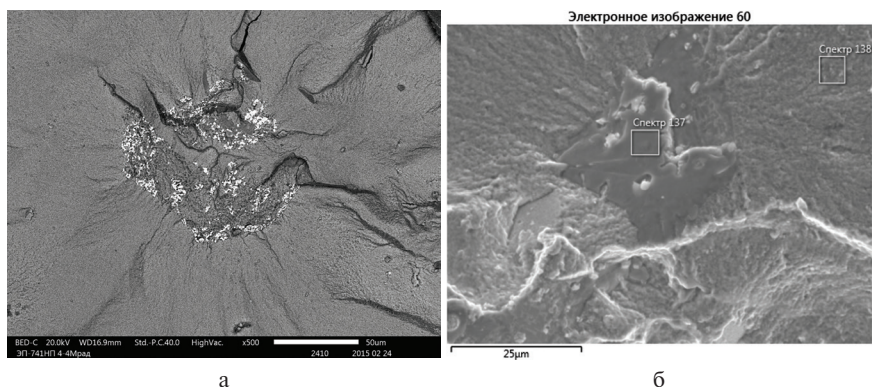


**Рис. 1.** Общий вид ДО, полученный рентгеновским томографом, на которой показаны измеряемые геометрические размеры  $D_{\max}$  и  $D_{\min}$ , характеризующие дефект

После получения информации о распределении дефектов внутри образцов был построен график вероятностной функции распределения  $F(x)$ , определяющей количество дефектов в зависимости от его размера (максимальной длины дефекта и максимальной площади сечения дефекта). Использовался метод ядерных оценок плотности распределения, дающий более достоверные результаты в области дефектов, имеющих большие размеры (с учетом малого количества таких дефектов в выборке). Все расчеты были проведены в программной среде вычислений R v. 3.2.4 [1].

## Результаты проведенного исследования

Фрактографическое исследование изломов образцов, разрушенных при испытании на МЦУ, показало, что наблюдается два типа ДО, от которой зародилась усталостная трещина. Первый тип представляет собой набор шарообразных частиц (химический состав которых представляет собой  $Hf$ ) (рис. 2, а). Второй тип дефектной области представляет собой одно целое включение, в котором наблюдается повышенное содержание  $Ti$  и  $Nb$  или  $Al$  (рис. 2, б).



**Рис. 2.** Вид двух типов ДО, от которых зародились усталостные трещины: набор шарообразных частиц (а) и одно целое включение (б)

Фрактографические исследования изломов образцов после проведения испытаний на МЦУ показали, что минимальный размер дефекта в изломах составляет 50 мкм (рис. 3). Распределение соотношения минимального к максимальному размеру дефектов, определенных на изломах образцов, приведено на рисунке 4, где  $r_{\min}$  — минимальный размер дефекта,  $r_{\max}$  — максимальный размер дефекта.

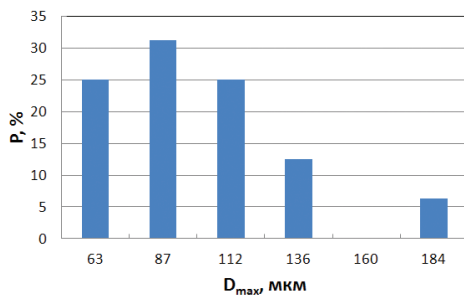


Рис. 3. Доля ДО в процентах в зависимости от максимального размера ДО

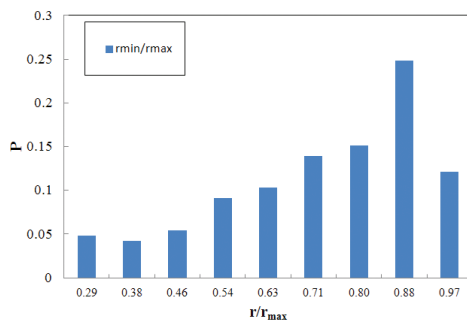


Рис. 4. Распределение вероятностной плотности для соотношения размеров  $r_{min}/r_{max}$  дефектов, от которых зародились усталостные трещины

Исследование, проведенное с помощью рентгеновского томографа, позволило получить статистические данные о распределении дефектов (зависимость количества дефектов) от их максимального размера ( $r_{max}$ ) для группы 1 (для разных плавки) и для группы 2 (для одной плавки) (рис. 5).

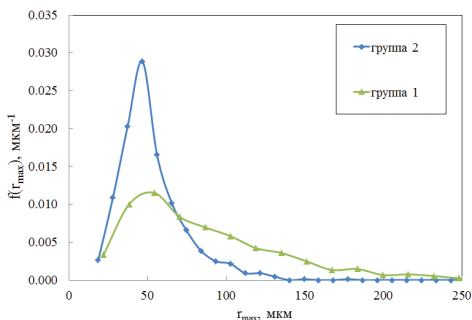
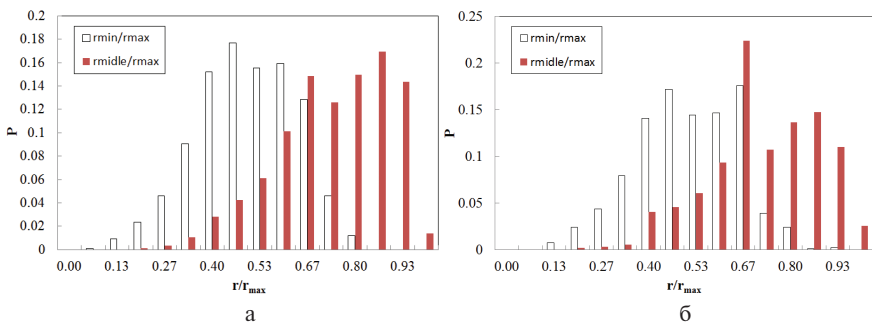


Рис. 5. Распределения вероятностной плотности максимального размера дефектов в материале, полученные для одного диска (группа 2), и для всех образцов изготовленных из разных плавки (группа 1)

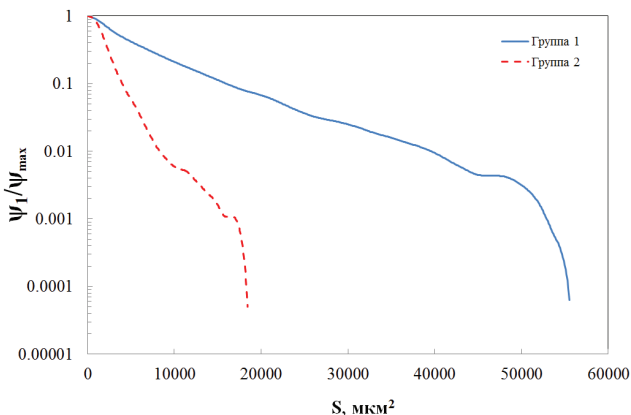
На рисунке 6 показано распределение соотношения размеров дефектов ( $r_{\min}/r_{\max}$  и  $r_{\text{midl}}/r_{\max}$ ) для группы 1 и 2, где:

- $r_{\max}$  — максимальная величина между  $D_{\max}$  и  $Z_h$ ;
- $r_{\min}$  — минимальная величина между  $D_{\min}$  и  $Z_h$ ;
- $r_{\text{midl}}$  — второе по величине значение из  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$  и  $Z_h$ .



**Рис. 6.** Распределения вероятностной плотности для соотношения размеров дефектов  $r_{\text{midl}}/r_{\max}$  и  $r_{\min}/r_{\max}$ , для группы 1 (а) и группы 2 (б)

Были построены обратные кумулятивные функции распределения размеров дефектов для образцов из группы 1 и 2. Графики данных функций показаны на рисунке 7, где  $\Psi_1$  — обратная кумулятивная функция (количество дефектов в единице объема материала с размерами от  $S$  до максимального возможного)  $\Psi_{\max}$  — максимальное значение  $\Psi_1$ .



**Рис. 7.** Обратные нормированные кумулятивные функции для образцов группы 1 и 2

## Анализ полученных результатов

Анализ соотношения размеров дефектов показал (рис. 6), что форма дефекта близка к диску с соотношением толщины к диаметру как 0,5. Возможно, такая форма была сформирована уже после прохождения дефектов через сетку, вследствие дальнейших технологических операций с материалом.

Исследование с помощью РЭМ дефектов, от которых зародились усталостные трещины, позволило определить распределение соотношения минимального к максимальному размеру дефектов (рис. 4). Видно, что данное распределение близко по форме к распределению соответствующему соотношению размеров дефектов  $g_{midl}/g_{max}$ , определенных с помощью рентгеновского томографа (рис. 6). Это указывает, что зарождение усталостных трещин происходит в основном от дефектов, сечение с максимальной площадью которых располагается перпендикулярно к оси нагружения.

Вероятность разрушения детали при наличии в ней дефектов будет зависеть не только от статистических данных о распределении размеров дефектов, но и от ориентации дефектов относительно оси нагружения. Следовательно, учитывая при выполнении оценок долговечности только статистические данные о распределении размеров дефектов и не учитывая пространственную ориентацию дефектов (считая, что все дефекты ориентированы наиболее неблагоприятным образом), результаты оценки долговечности будут консервативными.

Из рисунка 5 видно, что размеры некоторых дефектов превышают размер сетки в 140 мкм, через которую проводят рассев гранул. Исследование изломов образцов, разрушенных при испытаниях на МЦУ, также показало наличие ДО в очагах усталостного зарождения трещины, у которых один из размеров превышает 140 мкм (рис. 3). Одним из возможных объяснений появления подобных дефектов является предположение о том, что дефекты могут иметь вытянутую форму. Подобная форма дефекта допускает возможность проникновения в материал через сетку дефекта, у которого один из его размеров может значительно превосходить размер сетки в 140 мкм.

Необходимо отметить, что при томографических исследованиях некоторых разрушенных образцов обнаружены внутренние дефекты, размеры которых существенно превышают размеры ДО, по которой произошло разрушение данных образцов. Возможно, на разрушение образцов не по сечению с дефектом максимального размера оказывает влияние ориентация зерна, примыкающего к ДО.

Анализ полученных графиков дефектности отдельного диска и совокупности различных плавков показал, что распределение по размерам дефектам в различных плавках может значительно отличаться (рис. 7).

## Выводы

1. Исследование включений в гранулируемом сплаве ЭП741НП выявил два типа дефекта — набор шарообразных частиц (химический состав кото-

рых представляет собой Hf) и одно целое включение, в котором наблюдается повышенное содержание Ti и Nb или Al.

2. Форма дефекта приближается к дисковой форме с соотношением толщины к диаметру как 0,5. Размеры дефектов могут превышать размер сетки, через которую проводят рассев гранул (в данном случае 140 мкм).
3. На зарождение усталостной трещины влияет не только размер дефекта, но и другие факторы. Такими факторами являются ориентация дефекта относительно оси нагружения и, возможно, ориентация зерна, примыкающего к ДО.
4. Распределение дефектов в материале из различных плавков может значительно отличаться.

## ЛИТЕРАТУРА

1. R Core Team (2016). R: A language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria. URL <https://www.R-project.org/>

УДК: 629.7.063.7

*И.И. Доулетов*

*АО «МПО им. И. Румянцева», Москва*

## **ПРОГРЕССИВНЫЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ МАСЛА ПО ОПОРАМ ТРЕНИЯ В ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Статья посвящена исследованию технического облика системы циркуляционной смазки газотурбинного двигателя с прогрессивным распределителем.

В настоящее время в системах смазки опор трения станков, карьерной и железнодорожной техники, оборудования добывающей и перерабатывающей отраслей промышленности широко применяются прогрессивные распределители (ПР). ПР представляет собою моноблочную или модульную конструкцию с гидравлическими отводами, внутри которой устанавливаются золотниковые пары, совершающие возвратно-поступательное или прогрессивное движение под действием рабочей жидкости, поступающей на вход в устройство.

К основным достоинствам ПР можно отнести:

1. Использование как центрального источника распределения рабочей жидкости.
2. Управление распределением расхода рабочей жидкости по опорам трения.
3. Использование в качестве делителя потока.
4. Отсутствие потребности в синхронизации работы ПР.
5. Простой и легкий монтаж.

Зарубежом основными разработчиками данных устройств являются: Lincoln (SKFLubrication) (Германия, Швеция) [1]; VijurDelimon (Великобритания, Германия, США, Испания, Франция) [2]; Dropra (Италия) [3].

ПР содержит моноблочный или модульный корпус 1, внутри которого устанавливаются золотниковые пары 2. На рисунке 1 представлена принципиальная комбинированная схема прогрессивного распределителя с 8 отводами.

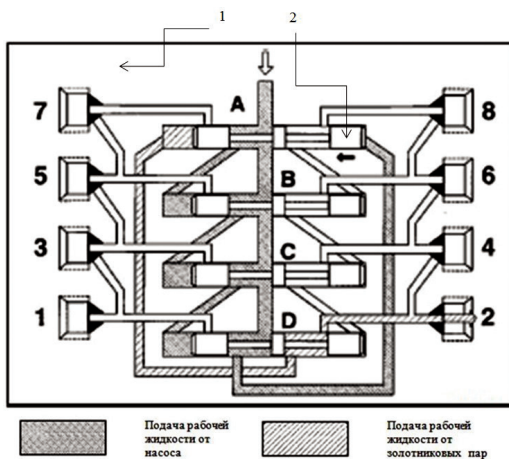


Рис. 1. Принципиальная комбинированная схема ПР с 8 отводами

Устройство работает следующим образом. На его вход поступает рабочая жидкость под давлением от насоса. Золотниковые пары ПР совершают возвратно-поступательное движение под действием давления нагнетания, тем самым перераспределяя объем поступившей рабочей жидкости равномерно между отводами устройства (выходные штуцеры). Возвратно-поступательное движение золотников ПР совершается за счет гидравлической лабиринтной коммутации, которая объединяет все золотниковые пары в одну систему подачи. При отсутствии подачи на входе в устройство золотниковые пары прекращают работу. Каждый золотник ПР обеспечивает подачу масла к 2 отводам или 1 (если один из отводов заглушен).

Основные этапы работы устройства показаны на рисунке 2 (в качестве примера этапов работы показан ПР с 8 отводами).

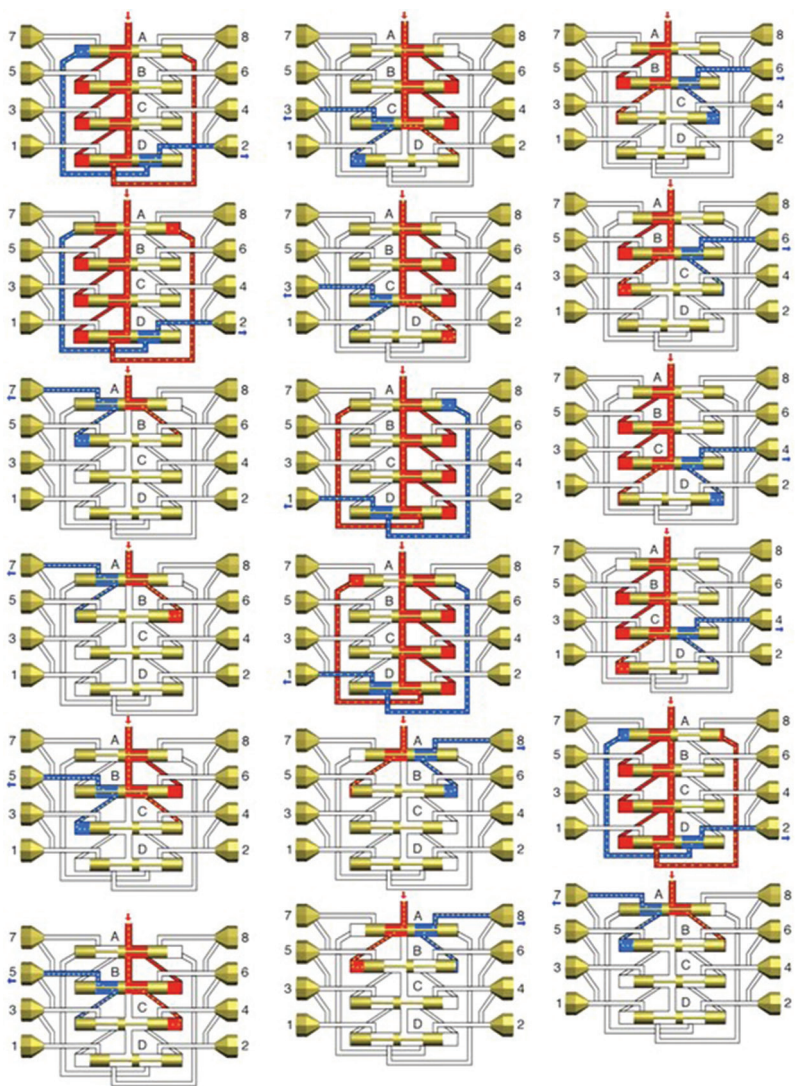


Рис. 2. Основные этапы работы ПР с 8 отводами

Для управления объемом подаваемой рабочей жидкости на выходе из устройства применяют различные схемы коммутации отводов ПР (см. рис. 3). Коммутация реализуется демонтажем внутренней заглушки и шарика (см. рис. 4). При демонтаже заглушки и шарика соседние каналы соединяются. В неиспользуемые отводы ПР необходимо установить наружные заглушки.



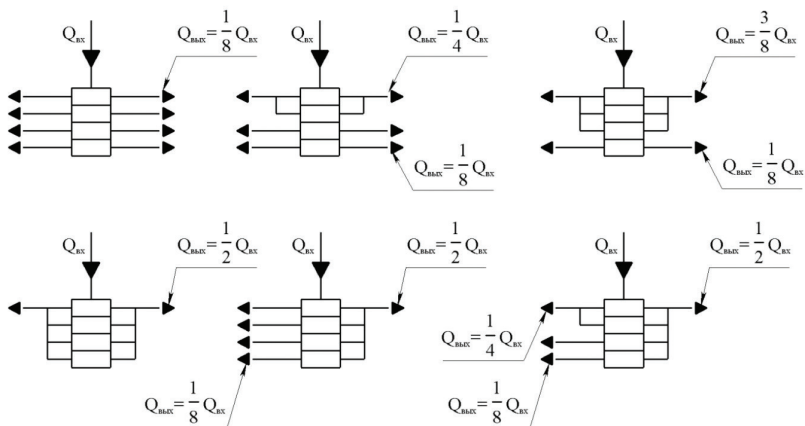


Рис. 3. Варианты коммутации отводов распределителя для управления объемом подаваемой рабочей жидкости

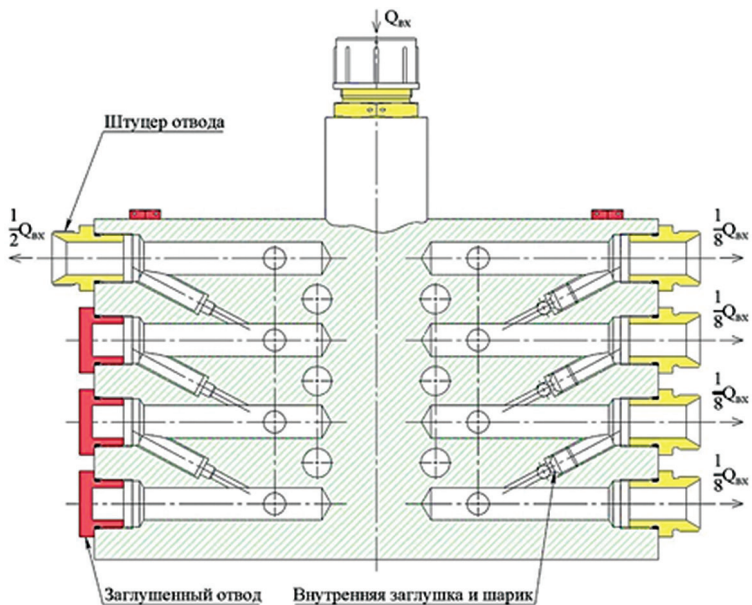


Рис. 4. Коммутация внутренних каналов ПР

Распределители могут быть использованы и как делители потока и соединяться друг с другом в разветвленную гидравлическую схему (см. рис. 5).

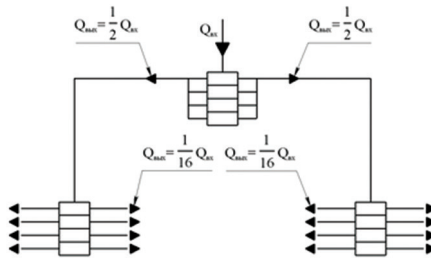


Рис. 5. Гидравлическая схема с использованием сочетания различных вариантов ПР

Целесообразно рассмотреть возможность применения ПР в циркуляционной системе смазки ГТД в качестве центрального источника распределения жидкого масла по опорам двигателя.

Требования к современным ГТД заставляют их разработчиков искать пути по повышению надежности и живучести двигателя в целом, а также его функциональных систем при повреждениях. В частности, данные требования предъявляются к системе циркуляционной смазки опор ГТД.

По международным авиационным правилам требуется, чтобы каждый двигатель был оборудован системой смазки, способной обеспечивать непрерывную подачу масла к узлам трения двигателя на всех режимах работы. Циркуляционная система смазки производит хранение, перекачку, охлаждение и распределение масла, необходимого для смазки и охлаждения каждого подшипника, шестерен коробки приводов, графитных торцевых уплотнений и др. На рисунке 6 представлена принципиальная схема системы смазки ГТД с «холодным» маслобаком, в котором теплообменный аппарат (ТОА) расположен на входе в бак.

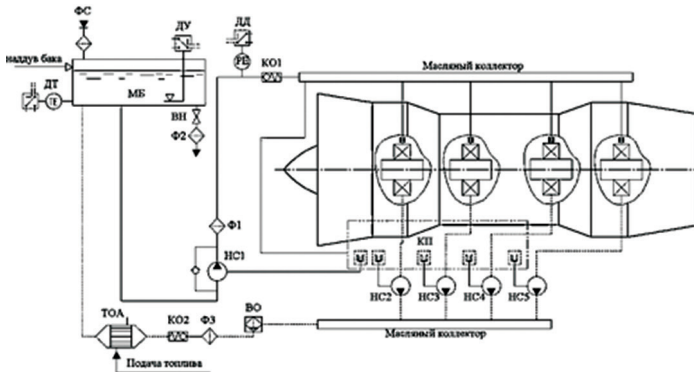
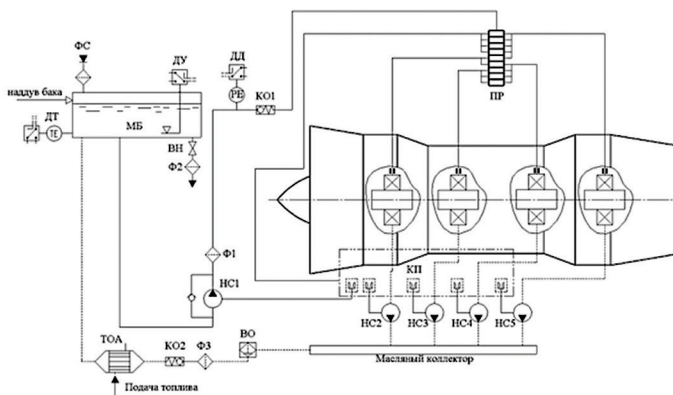


Рис. 6. Принципиальная схема системы смазки ГТД

ВН — вентиль сливной; МБ — маслобак; ВО — воздухоотделитель; НС1 — нагнетающий насос; НС2...НС5 — насосы откачки; ДД, ДТ, ДУ — датчики давления, температуры и уровня; Ф1...Ф3 — фильтры; КО1...КО2 — обратные клапана; ФС — фильтр-сапун; КП — коробка приводов

В системе смазки для распределения масла по опорам используются коллекторы, которые в случае их повреждения вызывают повреждение и быстрый износ опор трения ГТД, а также аварийные ситуации во время полета летательного аппарата, что снижает надежность и живучесть ГТД и летательного аппарата в целом. Особенно этот аспект важен для эксплуатации боевых авиационных комплексов. Поэтому целесообразно рассмотреть возможность применить ПР как центральный источник распределения масла для повышения надежности системы смазки ГТД. На рисунке 6 приведена принципиальная система смазки ГТД с установкой ПР вместо коллектора распределения масла по опорам.



**Рис. 7.** Принципиальная схема системы смазки ГТД с ПР вместо масляного коллектора

Система смазки ГТД по схеме рисунка 7 работает следующим образом. Отфильтрованное и отделенное от воздуха масло подается насосом из маслобака, размещенного на двигателе, к ПР и далее к опорам ГТД. После смазки и охлаждения подшипников опор нагретая рабочая среда самотеком стекает в маслоотстойник в виде масловоздушной смеси с наличием продуктов от износа пар трения и различного мусора. Эта смесь откачивается из каждой маслополости насосом и через отдельные отводные магистрали поступает на воздухоотделитель. Затем после охлаждения топливом в теплообменном аппарате масло поступает обратно в маслобак.

Основным недостатком системы смазки с ПР, представленной на рисунке 6, является тот факт, что если золотниковые пары ПР будут слишком засорены загрязнениями из рабочей среды, то ПР может перестать работать из-за заклинивания золотников. В этом случае необходимы мероприятия по резервированию магистрали подачи масла в опоры. На рисунке 8 представлена схема системы смазки с применением ПР и резервированием вторым ПР.

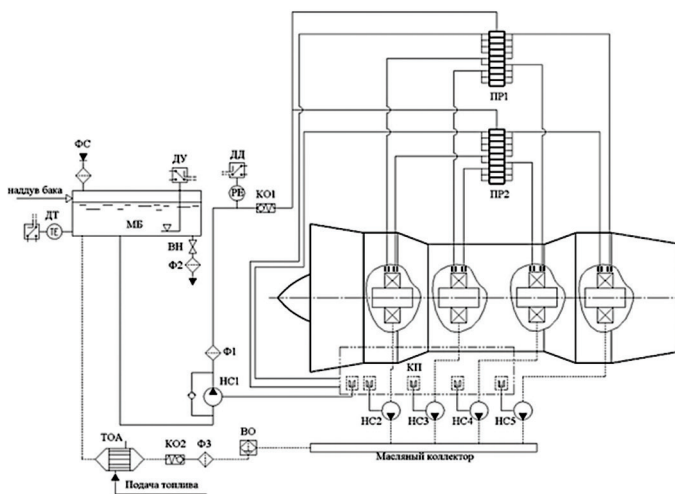


Рис. 8. Принципиальная схема системы смазки ГТД с ПР с резервированием

Варианты конструктивного исполнения ПР показаны на рисунке 8 (пример на основе 8-отводного распределителя).

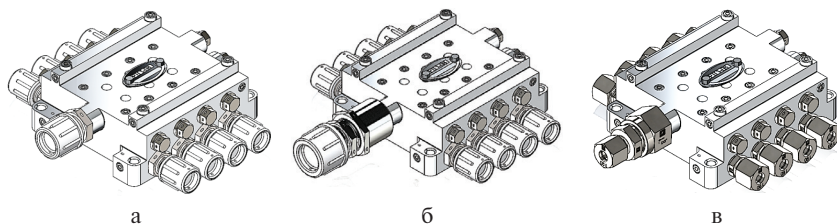


Рис. 9. Варианты конструктивного исполнения ПР

- а) конструкция без обратного клапана на входе и штуцерами по авиационным стандартам;
- б) конструкция с обратным клапаном и фильтром на входе и штуцерами по авиационным стандартам;
- в) конструкция с обратным клапаном и штуцерами под накидную гайку и врезное кольцо по стандарту DIN 2353.

Основные технические показатели производимых ПР:

|  |                                  |
|--|----------------------------------|
| Рабочая жидкость:                                  | — масла и смазки индустриальные; |
| Минимальное рабочее давление, кгс/см <sup>2</sup>  | — 2;                             |
| Максимальное рабочее давление, кгс/см <sup>2</sup> | — 350;                           |
| Диапазон эксплуатационных температур, °С           | — от минус 60 до плюс 200;       |
| Количество отводов, шт.                            | — от 6 до 28;                    |
| Диапазон изменения подач по отводам                | — от 0,5 до 12 л/мин.            |

ПР незначительно увеличит массу системы смазки, но повышение надежности ГТД в целом компенсирует увеличение массы.

Оценивая в целом концепцию применения ПР в циркуляционных системах смазки, можно утверждать, что данное устройство может быть применено и для системы смазки испытательного оборудования ГТД, а также иметь широкое применение в других отраслях машиностроения.

На мировом рынке представлена широкая линейка ПР различных зарубежных поставщиков. В России разработчики гидравлических агрегатов и компонентов пока не обратили должного внимания на технико-экономический потенциал данных устройств и не осваивают их производство. Целесообразно форсировать научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по разработке и внедрению прогрессивных распределителей, в частности в системах смазки ГТД наземного и авиационного применения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lincolnindustrial.ru>.
2. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.bijurdelimon.com>.
3. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.dropsa-rus.ru>.

*Р.В. Храмин, А.В. Собоуль, М.В. Лебедев, Д.А. Слободской*  
ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск  
*sobul\_aleksandr@rambler.ru*

### **МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ НА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК С ПОМОЩЬЮ ДИНАМИЧЕСКОГО ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЯ**

В статье представлен метод измерения осевого усилия. Приведены результаты измерения осевого усилия на подшипник качения. Описан процесс градуировки тензорезисторов с целью увеличения точности измерения осевого усилия. Представлены материалы по верификации данного метода.

Обозначения и сокращения:

ГТД — газотурбинный двигатель

ГСИ — государственные сертификационные испытания

АЧХ — амплитудно-частотная характеристика

#### **Вводная часть**

При проектировании и доводке ГТД основным фактором, определяющим выбор типоразмера подшипника, являются действующие на него силовые (осевая и радиальная) и тепловые нагрузки. Данные величины напрямую связаны с работоспособностью и ресурсом, как самих подшипников, так и ГТД в целом.

Измерение осевого усилия является обязательным требованием защиты конструкции подшипников изделия при проведении сертификационных испытаний. Ранее для измерения осевого усилия необходимо было устанавливать специальные технологические опоры с динамометрическими кольцами. В связи с этим материальная часть дублируется, а сертификационные испытания впоследствии повторяются со штатными опорами.

### Основная часть

Новый метод позволяет проводить измерения осевой нагрузки без значительных изменений типовой конструкции, а лишь с некоторыми доработками наружной обоймы подшипника и самой опоры под вывод препарации.

Предлагаемый метод представляет собой динамическое тензометрирование наружной обоймы подшипника. В наружной обойме подшипника выполняются пазы, в которые устанавливаются тензорезисторы (рис. 1).

Пазы выполняются с базовой и противобазовой сторон подшипника для возможности измерения осевой нагрузки как в сторону компрессора, так и в сторону турбины. Для увеличения точности измерений выполняется по 4 пазы в окружном направлении, значения измерений по которым затем осредняются. Глубина пазов определяется расчетным путем для обеспечения приемлемой чувствительности тензорезисторов.

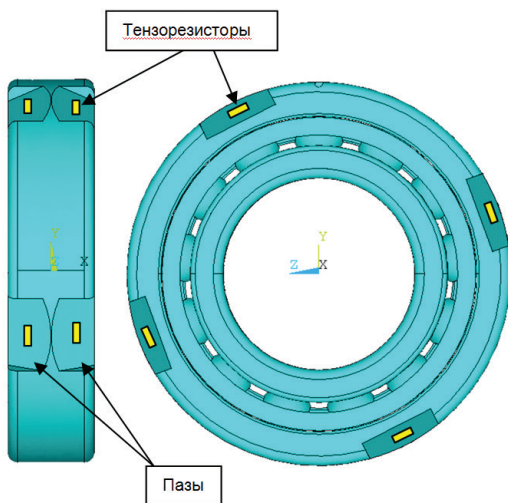


Рис. 1. Схема расположения тензорезисторов

Для определения зависимости показаний тензорезисторов от осевой нагрузки выполняется градуировка на специальной установке (рис. 2). Градуировка проводится при различной осевой нагрузке и частоте вращения. В процессе градуировки тензорезисторы измеряют величину переменных напряже-

ний в пазу (рис. 3). Амплитуда переменных напряжений с частотой мелькания шариков пропорциональна величине осевой нагрузки и является контрольным параметром. Для ее определения в каждый момент времени отрезок сигнала с тензорезисторов раскладывается в ряд Фурье и строится спектр АЧХ сигнала, по которому определяется амплитуда на частоте мелькания шариков. Пример мгновенного спектра АЧХ сигнала с тензорезисторов показан на рисунке 4. По результатам испытаний определяется градуировочный коэффициент зависимости для каждой группы тензорезисторов (передние и задние), характеризующий зависимость величины осевой нагрузки от амплитуды сигнала показаний тензорезисторов. Таким образом, экспериментально определены градуировочный коэффициент (рис. 5) пересчетом измеренных динамических напряжений, определяется осевая нагрузка, действующая на подшипник.

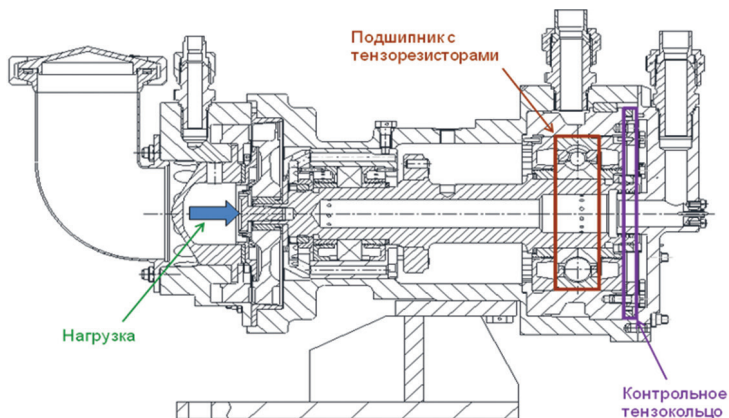


Рис. 2. Установка для градуировки подшипников

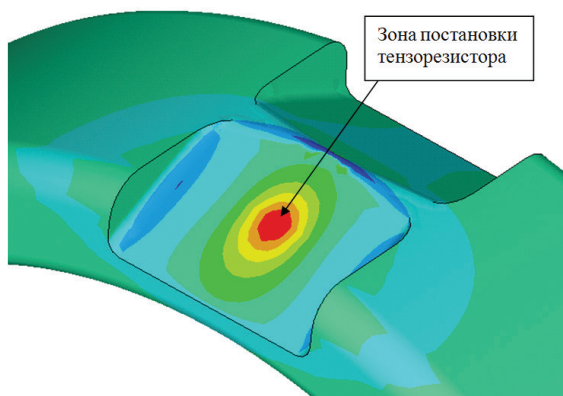
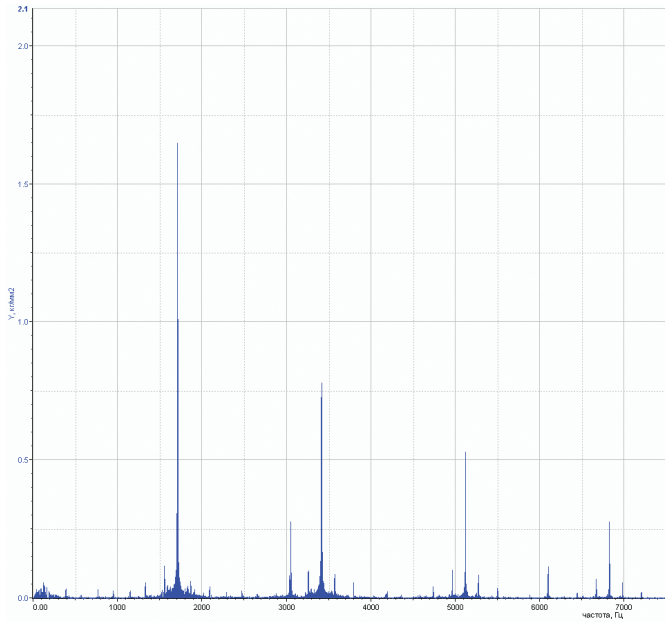
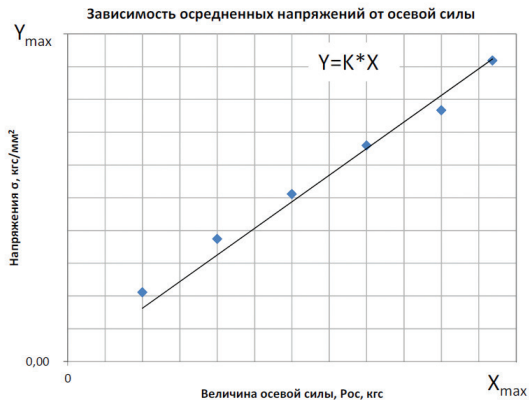


Рис. 3. Распределение напряжений в зоне паза



**Рис. 4.** АЧХ сигнала с тензорезисторов

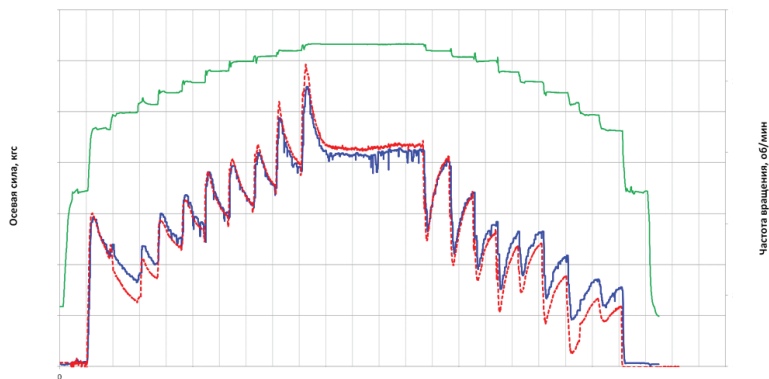
Проведены исследования по определению влияния частоты вращения и температуры подшипника на величину показаний тензорезисторов, характеризующую осевую нагрузку. По результатам исследований, изменения температуры и частоты вращения ротора не оказывают значительного влияния на уровень измеренных динамических напряжений.



**Рис. 5.** Зависимость динамических напряжений от осевого усилия



Для проверки корректности определения осевых нагрузок методом динамического тензометрирования на одном из двигателей выполнен параллельный замер «классическим» методом с использованием динамометрических колец. По результатам измерений получена высокая сходимость измеренных двумя способами величин нагрузок (рис. 6), что подтверждает корректность и работоспособность метода динамического тензометрирования.



**Рис. 6.** Измерение осевой нагрузки динамическим методом параллельно с динамометрическими кольцами

По результатам расчетно-экспериментальных работ разработана методика «Определение величины осевого усилия, действующего на шарикоподшипник, методом динамического тензометрирования». Данная методика согласована с ФГУП ЦИАМ и применяется на НПО «Сатурн».

Применение подшипников, отградуированных для измерения осевого усилия, позволяет исключить использование технологических опор с динамометрическими кольцами и повторное проведение испытаний. Измерение осевого усилия при минимальных доработках опор также актуально тем, что наиболее распространенной причиной отказа подшипников при опытной отработке двигателей является превышение допустимой нагрузки.

### **Заключительная часть**

В статье представлен метод замера осевого усилия. Полученные результаты позволяют измерять осевое усилие, приходящееся на радиально-упорный подшипник в составе штатной опоры двигателя. Поскольку тензодатчики установлены на наружном кольце подшипника, то происходит фиксация не только осевого усилия, но и других процессов, происходящих в двигателе.

## **ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УЛЬТРАЗВУКОВОГО КОНТРОЛЯ ПОЛУФАБРИКАТОВ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГТД ИЗ ТИТАНОВОГО СПЛАВА**

Рассмотрены вопросы оценки достоверности автоматизированного ультразвукового контроля полуфабрикатов основных деталей ГТД из титанового сплава с применением математической модели, имитирующей процессы контроля. Описаны недостатки подхода, используемого ранее, основанного на экспериментальных исследованиях образцов с искусственными дефектами. Предложен способ выбора геометрических параметров и ориентации моделей газонасыщенных включений с учетом формы и технологического процесса изготовления исследуемого полуфабриката, а также алгоритм, позволяющий учитывать морфологические особенности естественных газонасыщенных включений.

Назначенный ресурс авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) в значительной степени определяется надежностью их основных деталей. Основными деталями называются такие детали двигателя, разрушение которых вызывает остановку двигателя и повреждение конструкций и агрегатов самолета. Диски турбин и компрессоров ГТД обладают высокой энергией разрушения при работе двигателя, поэтому их всегда относят к основным деталям. Для обеспечения безопасной эксплуатации авиационных ГТД необходимо подтверждать ресурс дисков путем расчета вероятности их разрушения в эксплуатации. Для применения вероятностных методик расчета ресурса необходима количественная информация о наличии в материале дисков металлургических дефектов. Для этого требуется знание вероятности обнаружения/пропуска дефектов при неразрушающем контроле. За рубежом работы по оценке достоверности неразрушающего контроля ведутся достаточно давно. Например, методики, используемые в США при неразрушающем контроле роторных деталей в производстве и в эксплуатации, охарактеризованы графиками зависимости вероятности обнаружения дефекта от его размера. Имеющиеся зависимости, характеризующие достоверность результатов неразрушающего контроля (например, приведенная в АС 33.14 FAA [1]), для применяемых в России средств и методик часто не подходят, так как эти методики существенно отличаются.

Первоначально во ФГУП «ВИАМ» в качестве основного подхода, используемого для оценки достоверности автоматизированного ультразвукового контроля заготовок дисков ГТД из титанового сплава, был выбран модельный, преимущество которого должно было заключаться в обеспечении априорности исходной информации. Типичными производственными дефектами полуфабрикатов из титановых сплавов являются газонасыщенные включения (ГНВ), тугоплавкие включения и деформационные трещины. Тугоплавкие включения и деформационные трещины успешно выявляются рентгенографическим и капиллярным методами неразрушающего контроля соответственно. Единственный метод не-

разрушающего контроля, используемый для выявления внутренних дефектов типа ГНВ — ультразвуковой, однако особенности данных дефектов затрудняют их обнаружение. Как минимум две авиакатастрофы (катастрофа DC-10 в Сиу-Сити 19 июля 1989 года и катастрофа Ту-154 под Красноярском 23 декабря 1984 года) были вызваны разрушением дисков из титановых сплавов из-за ГНВ, пропущенных при неразрушающем контроле. Они представляют собой концентрации (неоднородности) примесей внедрения, таких как кислород и азот, занимающие междоузлия решетки и приводящие к охрупчиванию материала, вызывающему рост усталостной трещины, поэтому в данной работе были рассмотрены именно эти дефекты. Изначальный подход основывался на изготовлении специального комплекта образцов с искусственными дефектами, которые имитировали естественные производственные ГНВ с их морфологическими особенностями. Далее на данном комплекте образцов проводились экспериментальные исследования, целью которых было аккумулирование информации о величине пришедших на регистрирующую аппаратуру эхосигналов от искусственных дефектов известного размера и ориентации, по оцениваемым технологиям ультразвукового контроля, для которых необходимо было построить вероятностные зависимости. Полученная информация математически обрабатывалась на основе алгоритма, описанного в MIL-HDBK-1823A [2], и строились первые кривые вероятности обнаружения дефектов в зависимости от их размеров POD. При анализе вида первых построенных зависимостей POD, а также значений  $a_{50}$ ,  $a_{50/90}$ ,  $a_{90/95}$ , определяемых по ним, было отмечено, что, несмотря на то что комплекты образцов из титанового сплава содержали дефекты, имитирующие ГНВ, результаты, полученные на них, не могут без введения поправочного коэффициента адекватно охарактеризовать достоверность проводимого контроля. Причины этого могли быть следующие:

- на момент разработки модельных образцов технологическая особенность их изготовления не позволяла закладывать дефекты разной ориентации и сложной формы, поэтому закладывались плоские дефекты, ориентированные перпендикулярно направлению прозвучивания при УЗ-контроле. Очевидно, что при такой ориентации дефекты имеют существенно большую выявляемость, чем реальные. Так, в процессе деформации материала на разных этапах технологического передела ГНВ претерпевает изменение формы и, как правило, ориентируется своим наибольшим размером вдоль линий течения зерна, которые зачастую наклонены под различными углами относительно поверхности ввода ультразвуковых колебаний.
- несмотря на то что изначально был выбран модельный подход, можно утверждать, что дефекты, содержащиеся в образцах, не обладали морфологическими особенностями естественных ГНВ. Так дефекты, изготовленные из титановой фольги, скорее всего в результате ГИП соединились с основным телом образца, поэтому по результатам экспериментальных исследований эхосигналы от них в большинстве случаев не были зафиксированы. Дефекты, изготовленные из титановой губки, также не обладают необходимой морфологией, это в том числе может быть связано с тем, что не были воссозданы процессы, происходящие при плавке в промышленных условиях, из-за различий характеристик реальных и модельных источников дефектов, а также промышленных и опытных режимах плавки

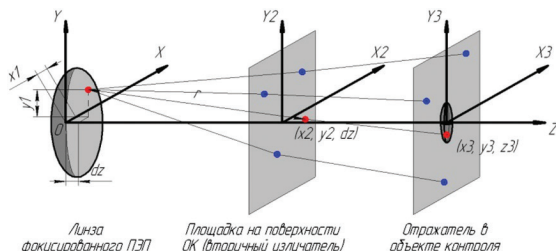
и соответствующего оборудования. Одной из описанной в зарубежных источниках особенностью является то, что большинство выявленных и металлографически исследованных производственных ГНВ сопровождались внутренними несплошностями или трещинами, отклики от которых и фиксировались на регистрирующей аппаратуре. Однако искусственно созданные ГНВ скорее всего не сопровождаются внутренними несплошностями. Данное заключение было сделано на основании результатов, полученных при металлографическом исследовании темплетов, вырезанных в местах нахождения ГНВ в образцах-свидетелях.

В связи с вышеизложенным был предложен усовершенствованный подход по оценке достоверности автоматизированного ультразвукового контроля полуфабрикатов из титановых сплавов, основанный на математическом моделировании. Преимущества вычислительного подхода очевидны: это и большой объем проанализированной информации, уменьшение временных ресурсов, затрачиваемых на проведение эксперимента, но самое главное — возможность имитировать совершенно разную ориентацию дефектов, зависящую от конечной формы заготовки диска, т. е. происходит уменьшение погрешности, связанной с усреднением и распространением результатов, получившихся на одном полуфабрикате, на подобный тип, но отличающийся по геометрическим параметрам.

При создании математической модели, имитирующей процессы, происходящие при автоматизированном ультразвуковом контроле, необходимо было учитывать не только всевозможную форму и ориентацию дефектов, но и характеристики и параметры используемого при контроле оборудования.

В общем виде задачу расчета поля иммерсионного фокусированного преобразователя (ПЭП) можно схематически подразделить на следующие подмодели:

- ультразвуковые колебания, распространяющиеся от первичного излучателя — ПЭП, формируют на поверхности объекта исследования виртуальную излучающую поверхность фокусирующей системы — поле вторичного излучателя;
- ультразвуковые колебания, создаваемые уже вторичным излучателем, распространяются в материале объекта исследования;
- ультразвуковые колебания, распространяющиеся от внутренней несплошности, залегающей в объекте исследования из титанового сплава, возвращаются на линзу преобразователя.



**Рис. 1.** Схематическое представление алгоритма расчета поля иммерсионного фокусированного преобразователя

На основе формулы Грина с учетом приближения Кирхгоффа в каждой точке пространства можно вычислить амплитуду давления  $P_f$ , создаваемую источником в виде поверхности  $M$ :

$$P_f = P_{0f} \int_M e^{-i2\pi c \frac{r(x,y)}{f}} \frac{1}{r(x,y)} dx dy, \quad (1)$$

Таким образом, на основе выражения 1, амплитуду давления  $M$ , которую создает первичный излучатель в любой точке площадки  $(x_2 \times y_2)$  на поверхности объекта контроля, можно найти, используя следующее выражение:

$$M(x_2, y_2) = -\frac{ikz_1}{2\pi} P_0 \iint_{S_{ПЭП}} \frac{e^{i \cdot k \cdot r(x_2, y_2, dz, x_1, y_1)}}{r^2(x_2, y_2, dz, x_1, y_1)} dx_1 dy_1 \sqrt{a^2 + b^2} \quad (2)$$

где  $x_1$  и  $y_1$  — координаты точки на поверхности преобразователя,  $P_0$  — амплитуда давления, создаваемая на выходной поверхности линзы ПЭП при излучении,  $k$  — волновое число излучаемой продольной волны,  $f$  — частота колебаний излучаемой продольной волны.

Аналогично на основе выражения 1 можно рассчитать амплитуду давления, которую создает вторичный излучатель в точке  $(x_3, y_3)$  на поверхности контрольного отражателя или дефекта,

$$P(x_3, y_3) = -\frac{ikz_2}{2\pi} \iint_{S_{ок}} \frac{e^{i \cdot k \cdot r(x_3, y_3, z_2, x_2, y_2)}}{r^2(x_3, y_3, z_2, x_2, y_2)} \cdot M(x_2, y_2) dx_2 dy_2, \quad (3)$$

где  $S_{ок}$  площадка на поверхности объекта контроля, через которую осуществляется ввод ультразвуковых колебаний. Исходя из соображений симметрии системы, амплитуда, создаваемая ультразвуковой волной, приходящей от внутренней несплошности на пьезопластине преобразователя, для каждой частоты может быть вычислена согласно следующей формуле:

$$A = A_0 \cdot \iint_{S_{ко}} P(x_3, y_3)^2 dx_3 dy_3, \quad (4)$$

где  $S_{ко}$  площадь внутренней несплошности в объекте исследования, от которой принимается сигнал,  $A_0$  — коэффициент, зависящий от параметров преобразователя и электрического тракта дефектоскопической аппаратуры.

Задача по созданию математической модели процессов распространения ультразвуковых колебаний в титановых сплавах при неразрушающем контроле заготовок дисков ГТД носила прикладной характер, поэтому должна была учитывать особенность электрического тракта конкретного оборудования. Приведенные формулы (1–4) справедливы для монохроматической волны, но ультразвуковые ПЭП излучают короткий сигнал с широким спектром частот, которые оказывают влияние на итоговую форму принятого эхосигнала. Для учета и частотных характеристик ПЭП и электрического тракта используемой дефектоскопической аппаратуры был предложен способ фиксации и последующего формирования импульсного отклика.

Предварительно для типичных ПЭП, применяемых при контроле заготовок из титановых сплавов на предприятиях отрасли:

- фокусированный пьезоэлектрический преобразователь *Panametrics NDT V308* с центральной частотой 5 МГц и фокусным расстоянием в воде 6 дюймов;
- двухэлементный фокусированный преобразователь *ID 5/10 ScanMaster* с центральными частотами 5 МГц;
- фокусированный пьезоэлектрический преобразователь *Panametrics NDT V327* с центральной частотой 10 МГц и фокусным расстоянием в воде 3 дюйма,

Были получены импульсные отклики — в геометрической фокальной плоскости используемого преобразователя зафиксирован эхосигнал в форме А-скана от точечного отражателя. В качестве точечного отражателя использовалось плоскодонное сверло из титанового сплава диаметром 0,4 мм, фиксировалась амплитуда от его торцевой поверхности. Параметры оборудования (амплитуда и ширина зондирующего импульса, демпфер; ЧСИ, фильтры и т. д.), используемого при проведении эксперимента, устанавливались такими же, что и при контроле реальных полуфабрикатов основных деталей ГТД на НПО «Сатурн», а также продукции из титановых сплавов, выпускаемой ФГУП «ВИАМ». В результате разложения в ряд Фурье полученного А-скана были определены коэффициенты  $A_{0i}$  для каждой излучаемой частоты  $f_i$ , используемые в выражении 4.

Сравнение реального сигнала и сигнала, восстановленного из ряда Фурье, показало, что выбранная дискретность квантования спектра и диапазон частот не приводят к заметной ошибке, которая могла бы сказаться на точности математического моделирования. Для дальнейшего моделирования процессов при ультразвуковом иммерсионном контроле использовался вычисленный импульсный отклик системы, учитывающий частотные характеристики ПЭП и электрического тракта дефектоскопической аппаратуры.

В разработанной математической модели были также учтены зависящие от углов падения ультразвуковых волн коэффициенты прозрачности границы вода — металл (по приближенным формулам Френеля) и частотная зависимость затухания ультразвука в титане.

После того как был разработан в программной среде *Mathcad* алгоритм моделирования, описывающий процессы излучения/приема ультразвуковых колебаний, распространяющихся от фокусированного преобразователя сначала в иммерсионной среде, а затем и в титановом сплаве, с учетом параметров среды распространения, в модель необходимо было добавить дефекты. Наиболее известным способом математического описания металлургического дефекта в деформированном материале является его представление в виде эллипсоида [3]. Эллипсоид в общем случае описывается шестью геометрическими параметрами: размерами осей (полуосей) и углами их разворота относительно осей координат заготовки. Данная модель дефекта является оптимальной, в частности по той причине, что, исходя из предположения округлости металлургических дефектов в слитке, в результате деформации на различных стадиях технологического передела титанового сплава дефекты примут форму

именно эллипсоидов, ориентированных длинной осью вдоль линий течения зерна, и их геометрические параметры для каждой зоны штамповки можно предсказать с использованием специализированных программ (*Qform*, *Deform*). Следует отметить, что реальные дефекты имеют существенно более неровную поверхность, чем предлагаемая модель, и могут иметь существенно различный коэффициент отражения поверхностей. Таким образом, эллипсоиды в данном случае использовались для оценки влияния размера, формы (соотношения габаритов) и ориентации дефектов на их выявляемость при УЗК по методикам, применяемым на предприятиях отрасли, а влияние неровностей и коэффициентов отражения учитывалось с применением данных об экосигналах от реальных ГНВ [3].

Как уже отмечалось ранее, выявляемость дефекта будет существенно зависеть от его ориентации в объекте исследования. На различных этапах деформации полуфабриката внутренние несплошности в нем будут претерпевать изменение формы и ориентации таким образом, что наибольший габаритный размер будет ориентирован вдоль линий течения зерна. Форма линий течения зерна в свою очередь будет зависеть от технологического процесса изготовления полуфабриката и его конфигурации. Поэтому для определения конечной формы и размеров газонасыщенных включений в титановых сплавах необходимо было определить их поведение в процессе деформации слитка до получения поковки или штампованной заготовки. Для решения поставленной задачи была использована система конечно-элементного моделирования, предназначенная для анализа трехмерного течения металла при различных процессах обработки металлов давлением. После того как были получены деформационные картины для оцениваемого полуфабриката (в данной работе оценивались заготовки диска вентилятора и барабана бустера из титанового сплава), была измерена геометрия произвольно расположенных эллипсоидов с учетом направлений прозвучивания. Для этого на полученные деформационные картины накладывалось изображение механически обработанного полуфабриката, поступающего на участок ультразвукового контроля, чистового контура детали, зон для механических испытаний. Измерялись следующие геометрические параметры эллипсоидов:

- размеры длинной  $a_i$  и короткой полуоси  $b_i$ ;
- угол наклона  $\alpha_i$  радиальной полуоси к поверхности ввода ультразвуковых колебаний.

Третья полуось  $c_i$  вычислялась исходя из соображений постоянства объема изначально внедренных сфер/эллипсоидов при всем технологическом цикле.

Таким образом, был сформирован массив дефектов, учитывающий технологические и геометрические особенности исследуемых полуфабрикатов барабана бустера и диска вентилятора. Для каждого полуфабриката было определено 44 эллипсоида. На основе полученной информации для каждого эллипсоида вычислялась максимальная площадь сечения  $S_{3i}$ , мм<sup>2</sup>. При анализе полученного ряда размеров  $S_{3i}$  было установлено, что полученная выборка не перекрывает ожидаемого участка роста кривой *POD*( $a$ ), как это рекомендовано [2], и каждый из эллипсоидов был увеличен или уменьшен путем умножения длины его полуосей на случайный масштабный коэффициент, с сохранением

пропорций размеров и угла наклона эллипсоида к поверхности ввода. Масштабный коэффициент вычислялся с учетом того, что, исходя из зарубежных источников, площадь дефекта  $a_{50}$ , выявляемого с вероятностью 50% при контроле титановых полуфабрикатов на чувствительности, эквивалентной выявлению плоскодонного отражателя диаметром  $\varnothing 0,8$  мм, соответствует  $2,8 \text{ мм}^2$ , и полученные значения размеров дефектов  $a$  должны быть равномерно распределены вокруг этого значения. С учетом вышеизложенного был сформирован массив дефектов, который моделировал дефекты барабана бустера и диска вентилятора при условии, что дефект деформируется аналогично основному материалу. Однако в действительности деформация ГНВ будет происходить не так интенсивно. Для учета этого эффекта полученные значения геометрии были откорректированы с учетом закономерности, описывающей степень деформации ГНВ в зависимости от параметров изначального и конечного полуфабриката в виде билета. Данная закономерность приведена в [4] и описывается формулой 5.

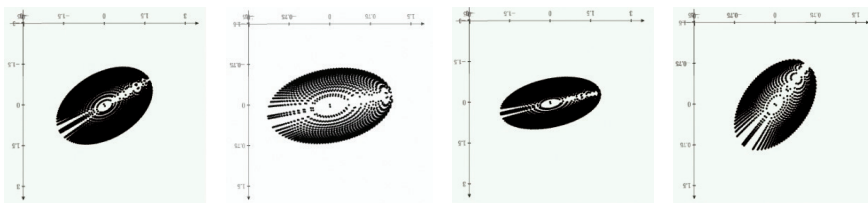
$$L_{HA} = D_{HA} \times \left( \frac{D_i}{D_b} \right)^{0.364}, \quad (5)$$

где  $D_i$  — диаметр полуфабриката, прошедшего процесс деформации;

$D_b$  — диаметр исходного билета;

$D_{HA}$  — диаметр газонасыщенного включения.

Таким образом, был сформирован массив дефектов (рис. 2), который вводился в математическую модель и от которого фиксировались отклики системы для каждого используемого согласно технологии контроля ПЭП.



**Рис. 2.** Пример геометрического изображения внедряемых в математическую модель внутренних дефектов

Как было отмечено ранее, ГНВ имеет сложную морфологию, поэтому его выявляемость не может быть однозначно определена только с использованием коэффициента отражения ультразвуковых колебаний, введенного в математическую модель. Такой подход (*R*-подход, от слова *Reflectivity*) изначально использовался для оценки выявляемости ГНВ, но впоследствии было показано [3], что амплитуды эхосигналов от ГНВ лучше коррелируют с параметрами ли-

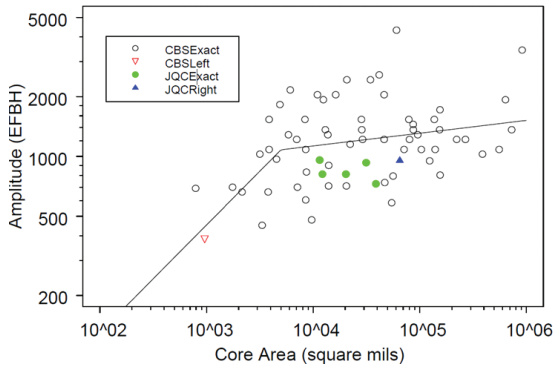


нии регрессии, описывающей зависимость логарифма эквивалентного размера ( $EFBH$ ) от логарифма истинного размера ГНВ.

В большинстве случаев ГНВ, выявленные при неразрушающем контроле полуфабрикатов из титановых сплавов, сопровождались внутренней несплошностью или трещиной, и в основном благодаря их присутствию удавалось обнаруживать ГНВ. В используемую математическую модель процесса распространения/приема ультразвуковых колебаний при автоматизированном контроле в расчет был введен только грубый учет коэффициента отражения, равный константе 0,5. Но этого недостаточно: нужна более детализированная корректировка, учитывающая неидеальность формы дефекта, сопровождение ГНВ внутренними несплошностями и трещинами, шероховатость поверхности и т. д. Для оценки статистики сопровождения ГНВ различными несплошностями необходима информация по результатам металлографических исследований натуральных ГНВ, выявленных на производстве в результате неразрушающего контроля, или искусственно созданных ГНВ, которые имитировали бы натурные. В отличие от США, в России в настоящий момент, несмотря на многочисленные запросы на предприятия авиационной отрасли, отсутствует статистическая информация по выявленным ГНВ при производстве полуфабрикатов из отечественного титанового сплава, а те результаты, которые были получены на искусственных ГНВ, к сожалению, не отражают реальной картины. В связи с этим, для того чтобы уменьшить ошибку в расчетах, был предложен способ определения поправочного коэффициента, который бы учитывал вышеперечисленные неучтенные параметры.

Предложенный способ заключался в верификации используемой математической модели на данных, опубликованных в [3]. Данный документ содержит информацию о результатах практических измерений и математического моделирования амплитуд от ГНВ в билете, а также результаты металлографических исследований, проведенных на реальных дефектах. Восстановленный массив данных был пропущен через алгоритм программного обеспечения для обработки, анализа и построения вероятностных зависимостей  $POD_{mh1823}$  и с его помощью построена регрессионная модель — калибровочная линия регрессии. А вторая линия регрессии построена на основе данных, приведенных на рисунке 3 и восстановленных обратным счетом, при условии, что рассматриваются эллипсоиды круглого сечения с соотношением длинной и двух других полуосей 7 : 1, с преимущественной ориентацией длинной полуоси вдоль оси билета, т. е. перпендикулярно направлению ввода ультразвуковых колебаний в билет. Эллипсоиды располагались на двух глубинах, 20 мм и 50 мм. С использованием математической модели для восстановленных дефектов в виде эллипсоидов были построены отклики для фокусированного преобразователя с центральной частотой 5 МГц. И на основе этих данных и была построена вторая линия регрессии.

Ориентация и положение линии регрессии описывается двумя параметрами  $\beta_1$  и  $\beta_0$ , тангенсом угла наклона линии и значением  $EFBH$ , в котором она пересекает ось ординат.



**Рис. 3.** Зависимость зафиксированных на ультразвуковой аппаратуре откликов от натуральных ГНВ различного размера

Наклоны построенных линий регрессии существенно отличались. Так, угловой коэффициент  $\beta_1$  калибровочной линии регрессии соответствовал значению 0,11, тем самым ориентируя кривую существенно ниже начальной точки с координатами (0,0), а значение сравнительной линии регрессии, построенной на основе моделированных данных, имело значительно больший показатель углового коэффициента  $\beta_1$ , что указывает, что все смоделированные данные обладали более высокой выявляемостью, чем реальные ГНВ. Причина заключалась в том, что использованный алгоритм математического моделирования не учитывает сложную форму поверхности дефекта. Для введения поправки, учитывающей влияние сложной формы дефекта на амплитуду эхосигнала от него, была определена корректировка, которую необходимо ввести в значения амплитуд эхосигналов, рассчитанных по использованной математической модели, чтобы линия регрессии получилась такая же, как в [3]. Формула корректировки:

$$A_{update} = \exp \left( \left( \ln(EFBH) + |\beta_{0\_mod}| \right) \times \frac{|\beta_{1\_real}|}{|\beta_{1\_mod}|} - |\beta_{0\_real}| \right), \quad (6)$$

где  $\beta_{1\_real}, \beta_{1\_mod}$  — параметры линии регрессии, построенные на основе реальных данных, опубликованных в [3];

$\beta_{1\_mod}$  и  $\beta_{0\_mod}$  — параметры линии регрессии, построенной на основе смоделированных данных, при условии соотношения длинной полуоси эллипсоида в билете к двум другим 7 : 1.

После введения соответствующей корректировки новые данные аналогичным способом были обработаны и построена откорректированная линия регрессии, показатели которой соответствовали калибровочной.

Таким образом, все смоделированные данные были откорректированы с учетом поправочного коэффициента и на их основе с учетом многопараметровых критериев браковки полуфабрикатов из титановых сплавов были построены кривые вероятности обнаружения дефектов от их размеров.

## ЛИТЕРАТУРА

1. FAA Advisory Circular: AC 33.14–1, titled “Damage Tolerance for High Energy Turbine Engine Rotors”. Washington, U.S. Dpt of Transportation, Federal Aviation Administration, 2001.
2. MIL-HDBK-1823A “Nondestructive evaluation system reliability assessment”, департамент обороны США, 2009.
3. DOT/FAA/AR-07/63 “Update of Default Probability of Detection Curves for the Ultrasonic Detection of Hard Alpha Inclusions in Titanium Alloy Billets”, 2008.
4. American Institute of Aeronautics and Astronautics “The development of anomaly distributions for aircraft engine titanium disk alloys”, 1997.

УДК 539.385

*А.М. Лапин, А.А. Мусеев*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург*

*lapin@klimov.ru*

## **АНАЛИЗ ДОЛГОВЕЧНОСТИ НАДРОТОРНОЙ ВСТАВКИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ ТЕПЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ**

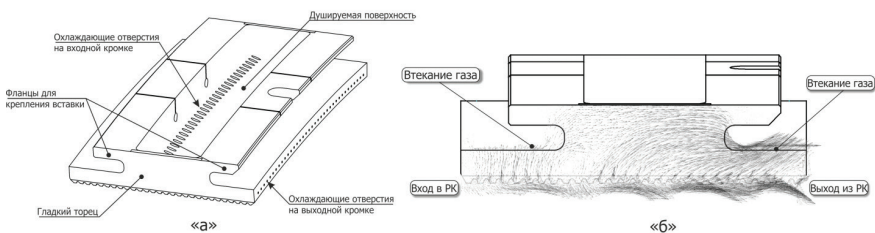
Проведен расчет циклической долговечности типовой конструкции надроторной вставки турбины высокого давления (ТВД). Циклическое тепловое нагружение вставки промоделировано по асимметричному рабочему циклу с учетом нестационарного сброса газа, в ходе которого температурные градиенты, направленные в радиальной проекции от оси двигателя к периферии вставки, изменили свое направление на противоположное. Проведено сравнение результатов моделирования теплового состояния с результатами металлургического исследования вставок, прошедших длительные ресурсные испытания. Определена циклическая долговечность надроторной вставки в виде числа циклов до разрушения. Проведена оценка эффективности конструктивных мероприятий по увеличению долговечности исследуемой конструкции вставки.

Высокотемпературные детали газотурбинных двигателей (ГТД) первыми подвержены последствиям термической усталости, поскольку работают в области стремительного ухудшения механических свойств материалов. Многократная смена режимов работы ГТД обуславливает нестационарное циклическое тепловое состояние конструкции. При этом термические напряжения не только меняют свою величину, но и в определенных случаях создают знакопеременное термическое нагружение деталей. Внутри материала накапливаются термоусталостные повреждения. Наличие высоких градиентов напряжений у поверхности, подверженной термоциклированию, и пластическая деформация с последовательным возникновением напряжений растяжения и сжатия являются отличительными чертами термической усталости. Под действием переменных термических напряжений происходит знакопеременная деформация тела и последующее образование трещин. Этот процесс сопровождается сложным комплексом физико-химических явлений, например диффузией, окислением по-

верхностного слоя, релаксацией и т. д. [1; 2]. Образовавшаяся трещина может привести к разгару, относу материала и последующему разрушению детали.

Термоусталостные повреждения отождествляют с малоцикловой усталостью (МЦУ) при достаточно высоких уровнях термических напряжений, близких по величине значениям пределов прочности и текучести материала при рабочих условиях.

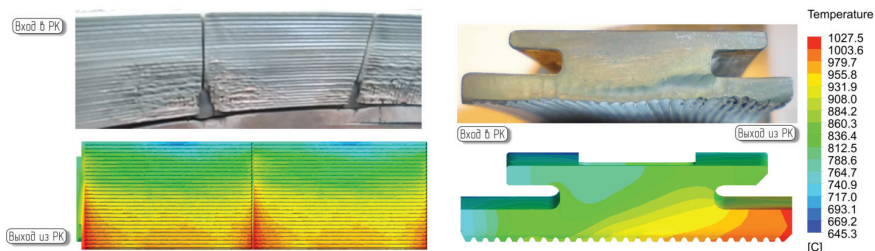
Объектом исследования в работе стала надроторная вставка ТВД типовой конструкции, показанная на рисунке 1. Центральная область вставки душируется, и отработанный воздух сбрасывается в проточную часть через отверстия, расположенные на входной и выходной кромках вставки относительно сторон рабочего колеса.



**Рис. 1.** «А» — типовая конструкция надроторной вставки;  
«б» — втекание газа в пространство под фланцами крепления при отсутствии уплотнений стыка соседних вставок

Отличительной особенностью типовой конструкции надроторной вставки, показанной на рисунке 1, «а», является отсутствие уплотнения между соседними вставками. Гладкие торцы при работе двигателя образуют просвет, через который газ заполняет пространство над вставкой, см. рис. 1, «б», ухудшая тепловое состояние кромок вставки.

В ходе длительных ресурсных испытаний двигателя с надроторными вставками указанной на рисунке 1 типовой конструкции выявлены случаи обгорания выходных кромок и образование локализованных трещин, параллельных оси двигателя. Результаты анализа причин дефектов показаны на рисунках 2 и 3. Выявлено совместное влияние неравномерного охлаждения выходных кромок вставок и знакопеременных напряжений, приводящих к образованию трещин.



**Рис. 2.** Воспроизведение дефектов в расчетной модели. Обгорание выходных кромок

На рисунке 3 показан возможный механизм циклического разрушения вставки, выражающийся в том, что при переходе с режима «Максимал» на «Малый газ» окружные напряжения сжатия в некоторых зонах сменяются окружными напряжениями растяжения. Расположение максимумов растягивающих напряжений сосредоточено в зонах образования и распространения трещин на поврежденных вставках.

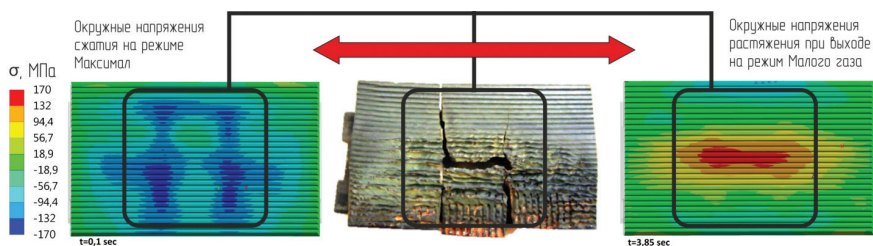


Рис. 3. Механизм образования термоусталостных трещин

Катализатором появления дефектов во вставках стала закупорка пылью охлаждающих отверстий на выходной кромке вставок, что привело к превышению рабочих температур и возникновению во вставке напряжений, сопоставимых по величине с предельными свойствами материала. В условиях циклически меняющихся повышенных температурных градиентов термическая усталость привела к появлению трещин вдоль имеющихся концентраторов напряжений.

С помощью численной модели рассчитано тепловое состояние исходной вставки и проведена оценка долговечности в зоне появления дефектов. Предложены конструктивные мероприятия, направленные на устранение всех причин дефектов. На втором этапе оценивалась долговечность вставки с конструктивными мероприятиями и проведен анализ их влияния на циклическую долговечность.

### Определение теплового состояния надроторной вставки

Надроторная вставка изготовлена из жаропрочного хромоникелевого сплава.

С тепловой точки зрения надроторная вставка является проводником теплового потока между проточной частью и корпусными деталями газогенератора. Определение граничных условий теплообмена со стороны газа требует расчета температуры, воздействующей на вставку. Температура газа в периферийном сечении проточной части определяется многочисленными факторами, такими как форма эпюры полной температуры газа на выходе КС, вторичными течениями в сопловом аппарате (СА) ТВД, течением в зазоре над рабочей лопаткой и влиянием заградительного охлаждения СА ТВД. С целью учета совокупности указанных факторов в расчетную область включена адиабатическая модель СА ТВД с выпусками охлаждающего воздуха по полкам и профилю, см. рис. 4, а также рабочее колесо в условиях окружающей периодичности. Модель вставки учитывает сопряженный теплообмен со стороны воздуха и газа.

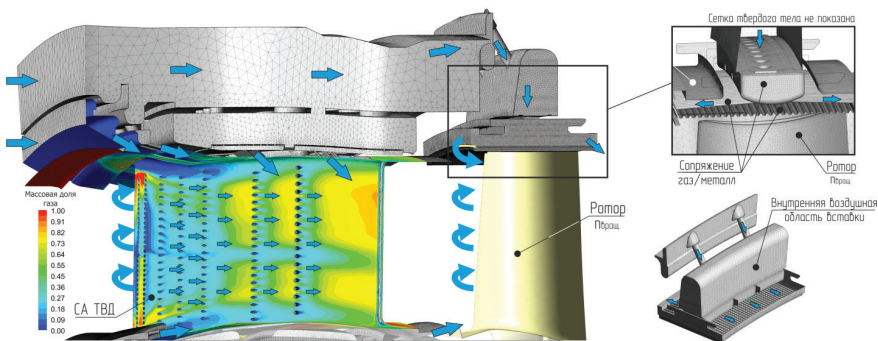


Рис. 4. Общий вид сопряженной модели вставки с учетом воздушных завес СА ТВД

Верификация расчетной модели проведена путем сравнения расчетов с результатами металлургического исследования вставок, прошедших длительные ресурсные испытания. Результаты стационарного расчета температуры надроторной вставки на режиме «Максималь» представлены на рисунке 5 в реперных точках, в которых проводилось металлургическое исследование.

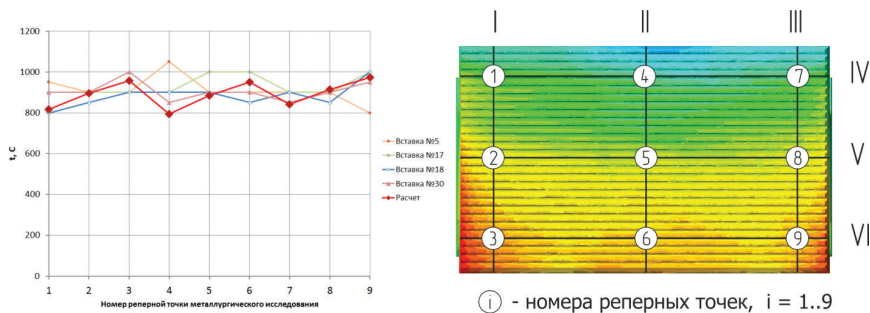
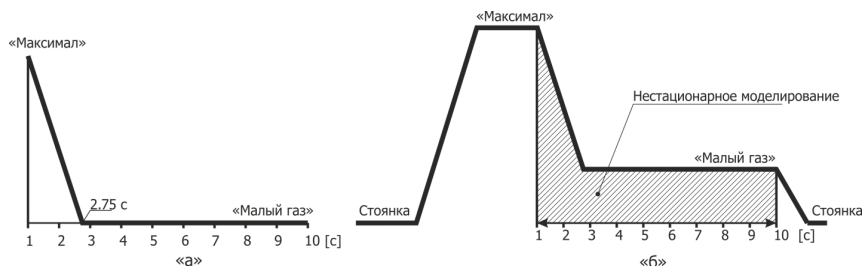


Рис. 5. Верификация расчетной модели по результатам металлургического исследования

Поскольку термическое разрушение вызвано циклическим изменением теплового состояния детали, то при исследовании долговечности необходима нестационарная постановка задач определения теплового состояния и циклической прочности.

Надроторная вставка ТВД ограничивает проточную часть рабочего колеса турбины на периферии. Ввиду того что при сбросе газа температура в проточной части снижается быстрее, чем температура корпусных деталей, в которых закреплена надроторная вставка наружными фланцами, температурные градиенты по вставке меняют направление. Для воспроизведения условий термического нагружения вставки, при которых происходит смена температурных градиентов, рассмотрен элементарный рабочий цикл, включающий подцикл сброса газа с режима «Максималь» на «Малый газ». Процесс сброса газа про-

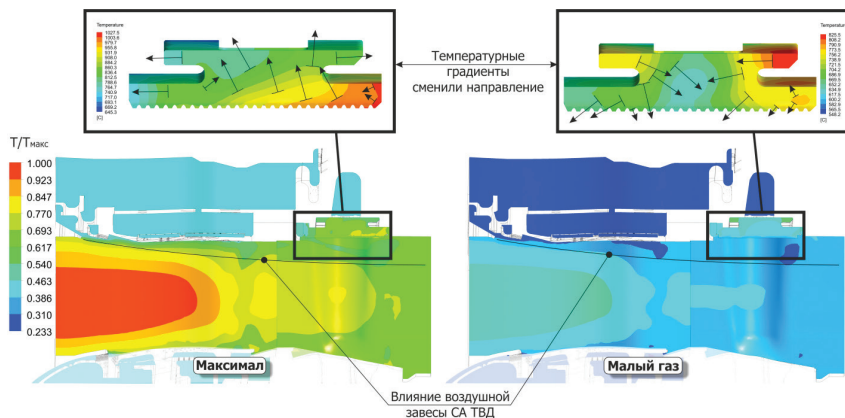
моделирован в нестационарной постановке, по циклограмме, показанной на рисунке 6, «а».



**Рис. 6.** «А» — схема нестационарного расчета сброса газа; «б» — схема расчета циклического нагружения надроторной вставки для определения МЦУ

Параметры нестационарного расчета составили: время расчета 10 с; шаг по времени на сбросе составил 0,001 с..0,005 с — столь малая величина необходима для разрешения по времени газодинамических процессов; на полке шаг увеличен до 0,01 с. Выполнялось 5 внутренних итераций на каждом шаге по времени. Длительность сброса с режима «Максимал» на режим «Малый газ» составила 2,75 с.

На рисунке 7 в единой безразмерной температурной шкале показано состояние проточной части в начале подцикла сброса газа на режиме «Максимал» и при выходе на режим «Малый газ».



**Рис. 7.** Безразмерная статическая температура в проточной части на режиме «Максимал» (справа) и МГ (слева), и изменение направления температурных градиентов (показано на укрупненных видах)

Из рисунка 7 видно, что воздушная завеса, создаваемая на периферийных полках и профильной части СА ТВД, оказывает существенное влияние на температуру газо-воздушной смеси, воздействующей на надроторную вставку.

На рисунке 7 также показано, что в начале сброса температурные градиенты в радиальной проекции в основном направлены от оси двигателя к периферии вставки. В начале работы на режиме «Малый газ» температурные градиенты направлены от периферии вставки к оси двигателя, что говорит о возникновении условий для термической усталости материала вставки в ходе полного цикла.

Температурные градиенты в районе выходной кромки вставки обусловлены затеканием газа в пространство над вставками, что приводит к теплообмену с газом с внутренней и наружной сторон выходной кромки.

### Конструктивные мероприятия

Для устранения дефектов применены четыре типа мероприятий, обозначенные римскими цифрами на рисунке 8. I — перераспределены расходы охлаждающего воздуха между входной и выходной кромками надроторной вставки. II — подведен охлаждающий воздух в стык между соседними вставками. III — на опорных фланцах вставки увеличено число прорезей для обеспечения свободы при термическом расширении. IV — введена разделительная пластина на переднем участке стыка (возможна установка разделительной пластины на всю длину надроторной вставки).

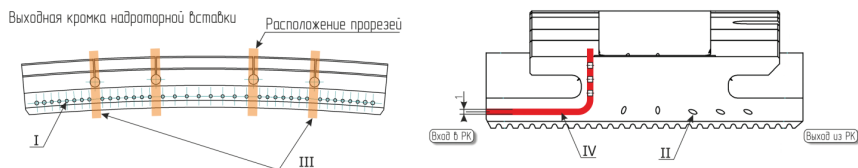


Рис. 8. Схема конструктивных мероприятий

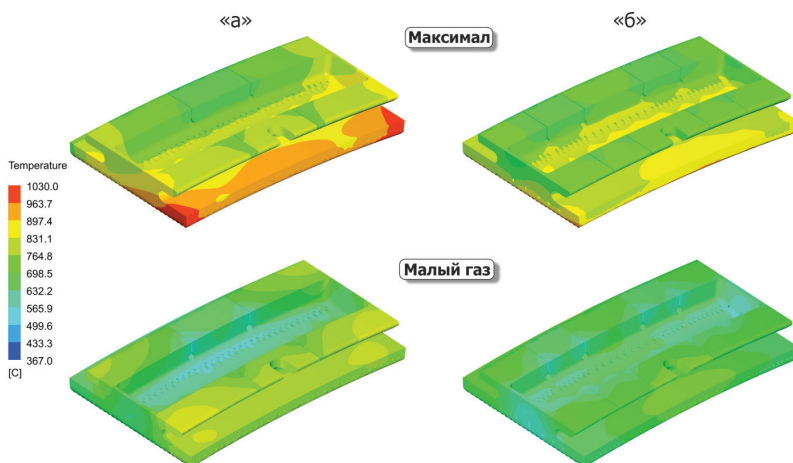


Рис. 9. Тепловое состояние вариантов конструкции на режимах «Максимал» и «Малый газ»: «а» — исходный; «б» — с мероприятиями



На рисунке 9 показано тепловое состояние вариантов исполнения надроторной вставки на режимах «Максимал» и «Малый газ». При введении мероприятий снижение максимальной температуры на режиме «Максимал» составило 55 К, а на режиме «Малый газ» 87,5 К.

### **Определение напряженно-деформированного состояния надроторной вставки**

При оценке циклической долговечности вставки принят знакопеременный цикл нагружения, показанный на рисунке 6, «б».

Надроторная вставка закреплена в корпусе турбины по наружным фланцам. Величина зазора между соседними вставками гарантирует отсутствие их взаимного касания в работе. Условия закрепления вставки выбирались исходя из картины деформирования вставки с учетом влияния ответных деталей. В качестве нагрузок, действующих на вставку, приняты перепады давлений и температурные градиенты, реализуемые в рассматриваемом цикле.

НДС вставки определено по характерным точкам нестационарного процесса сброса газа. На рисунке 10 представлены поля окружных напряжений в характерные моменты времени переходного процесса сброса газа с режима «Максимал» на режим «Малого газа».

Как видно из рисунка 10, при сбросе газа на внутренней поверхности вставки напряжения сжатия сменяются напряжениями растяжения. Величина этих напряжений при рабочих температурах газа превышает значение предела текучести материала, что говорит о возможности возникновения пластических деформаций.

Окружные напряжения растяжения (действующие вдоль оси Y в системе координат на рисунке 10), при появлении в пластической зоне дефектов, способствуют раскрытию трещины в направлении оси двигателя (ось X в системе координат на рисунке 10), что можно наблюдать на вставках в реальных условиях. Окружные напряжения в рассматриваемой области вносят основной вклад в величину интенсивности напряжений.

Величина напряжений на режиме «Максимал» в цикле у вставки с мероприятиями в виде дополнительных прорезей (обозначено цифрой III на рисунке 8) осталась на прежнем уровне, при этом в районе дополнительных прорезей появились новые зоны концентрации напряжений. Таким образом, указанное мероприятие не направлено на увеличение долговечности надроторной вставки.

Изменение конструкции, заключающееся в перераспределении расходов охлаждающего воздуха по вставке, позволило выровнять распределение температуры в окружном (Y) и осевом (X) направлении. При этом уровень температур в рассматриваемых зонах уменьшился на 55,87,5 К, а температуры по краям вставок снизились до общего уровня поверхности вставки.

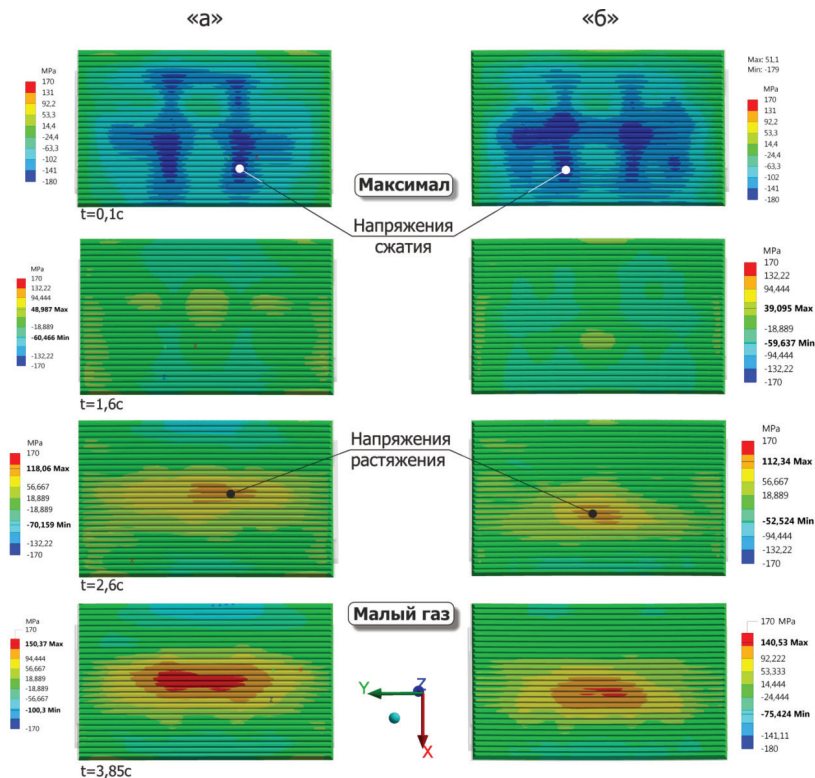


Рис. 10. Изменение полей окружных напряжений по вставке исходной («а») — с мероприятиями («б») во времени на переходном режиме, МПа

### Определение циклической долговечности вставок в зоне дефектов

В таблице 1 представлены результаты расчета размахов интенсивностей напряжений в цикле и циклическая долговечность в рассматриваемой зоне дефектов надторторных вставок. Расчет циклической долговечности проведен на основе модифицированного уравнения Мэнсона [2] с использованием кривых деформирования материала.

$$\Delta \varepsilon_i = \left[ \ln \frac{1}{1 - \psi(t, T)} \right]^{0,6} \cdot N^{-0,6} + 3,5 \cdot \frac{[\sigma_{дл}(t, T) - \sigma_m]}{E(t)} \cdot N^{-0,12}, \quad (1)$$

где  $N$  — циклическая долговечность;

$\Delta \varepsilon_i$  — интенсивность размахов деформаций в опасной точке детали;

$\sigma_m$  — среднее напряжение цикла;

$E(T)$  — модуль упругости при максимальной температуре цикла в рассчитываемой точке;

$\sigma_{dl}(t, T)$  — предел длительной прочности, соответствующий максимальной температуре и времени действия расчетного режима;

$\psi(t, T)$  — коэффициент поперечного сужения материала.

Таблица 1

**Размахи интенсивностей напряжений в цикле и циклическая долговечность**

|  | Исходная вставка | Вставка с мероприятиями |
|--|------------------|-------------------------|
| Расчет цикла с учетом переходного режима (рис. 6, «б») |                  |                         |
| Температура в цикле в рассматриваемой зоне, °С         | 20–980–580–20    | 20–930–530–20           |
| Размах напряжений в цикле $\Delta\sigma$ , МПа         | 302              | 299                     |
| Циклическая долговечность N, циклов                    | 31518            | 168447                  |

Расчетная величина циклической долговечности вставки с мероприятиями в 5,3 раза больше долговечности исходной вставки. Разница по числу циклов до разрушения определяется снижением в цикле температуры вставки с мероприятиями. Величина размахов интенсивностей напряжений практически не изменилась.

Таким образом, перераспределение расходов охлаждающего воздуха способствуют увеличению циклической долговечности вставок. Введение дополнительных прорезей не оказывает положительного эффекта в виде снижения уровня напряжений в зонах концентрации напряжений, что обусловлено фиксацией наружных фланцев надроторной вставки в ответной корпусной детали.

### Заключение

Анализ долговечности надроторной вставки ТВД проведен по асимметричному циклу термического нагружения, включающему процесс перехода с режима «Максимал» на «Малый газ». Расчетным путем подтверждено возникновение при сбросе газа напряжений растяжения на внутренней поверхности вставки, которые являются предпосылкой для возникновения трещин от термической усталости при пластической деформации детали. Установлено, что рассмотренный цикл является знакопеременным с точки зрения возникающих напряжений. Для определения циклической долговечности необходимо учитывать нестационарное распределение температур в цикле.

Показано, что типовая конструкция надроторной вставки должна содержать уплотнения стыка между соседними вставками. Например, с использованием разделительной пластины, частично или полностью перекрывающей зону стыка. В работе показано повышение долговечности надроторной вставки за счет применения комбинации, частично перекрывающей стык разделительной пластины с выпуском воздуха в зазор между соседними надроторными вставками.

Численное моделирование теплового состояния вставки показало необходимость учета максимального числа факторов, определяющих температуру газа, воздействующую на вставку.

В перспективе дальнейших работ предполагается использовать полученную методику для определения МЦУ и скорости развития трещины применительно к основным деталям двигателя с целью обоснования допустимости эксплуатации по техническому состоянию.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Ливоваров В.А.* Повреждаемость и диагностирование авиационных конструкций. — М.: Транспорт, 1994.
2. *Ямпольский В.И. и др.* Контроль и диагностирование гражданской авиационной техники. — М.: Транспорт, 1990.
3. *Manson S. Fatigue: A Complex Subject-Some Simple Approximations //Experimental Mechanics.* 1965. V. 5, no. 7. P. 193–226.

*В.К. Лобанов*

*АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург*

### **СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ АГТД ПО ВИБРОПАРАМЕТРУ. ПРАКТИЧЕСКОЕ ВОПЛОЩЕНИЕ. СВЯЗАННЫЕ КОЛЕБАНИЯ**

Важным эксплуатационным параметром двигателя является виброактивность, характеризующаяся уровнем вибропараметра в выбранном месте корпуса.

Уровень вибрации в местах подвески двигателя к летательному аппарату регламентируется требованиями государственных стандартов с тем, чтобы ограничить передачу возбуждения на летательный аппарат.

Аналогичные защитные требования действуют в отношении установленных на двигатель агрегатов; в месте крепления агрегата вибрации не должны превышать нормируемые.

Таким образом, уровень вибрации вводится в перечень выходных параметров двигателя и, следовательно, разработчик двигателя должен иметь программу проектного, технологического и производственного обеспечения заданного уровня вибрации.

В обеспечение проведен большой объем теоретических и экспериментальных работ по изучению динамического поведения конструкции. В результате теоретических исследований имеющиеся критерии и представления были подвергнуты корректировке, в рамках которой вибрационная характеристика была развернута по нескольким аргументам, методической базой был принят синтез. Подтверждено что виброактивность — это величина, присущая проекту [3].

Интегральным показателем качества системы выбрана функция сближения ротор-статор.

Факторы, которые влияют на эту функцию, собраны в блок-схему, представленную в [3].

Факторы реально обнаружены и описаны по результатам доводки ГТД, в том числе по результатам нашего собственного опыта. Избежать их проявле-

ния можно, если при закладке двигателя позаботиться о конструктивных решениях, которые предотвращают нежелательные процессы.

В противном случае эти факторы проявятся на любой из стадий создания двигателя: проектирования, конструирования, изготовления, доводки, эксплуатации.

Работа над вибростоянием начинается с момента эскизных прорисовок двигателя.

На практике работам по схеме управления виброактивностью предшествует этап предварительного синтеза конструкции, цель которого — элиминировать физические эффекты, воздействие на которые затруднено.

Анализ позволил выделить и оценить 15 физических механизмов, влияющих на вибростояние, включая материалы по поведению двигателя ВК-1 на МиГ-15, доводке роторов двигателя Т-700, ротора ТНА в системе ШАТТЛов.

Рассматривается до 40 возможных последствий проявления этих механизмов.

Разработанный для расчета вынужденных колебаний программный пакет содержит более 30 подпрограмм только для дисбалансных усилий.

Конструктивная реализация этих мер варьируется в зависимости от типа двигателя.

Таким образом, системный подход, основанный на введенных критериях и представленный схематизацией колебательного движения, предполагает:

- создание набора аналитических моделей динамического поведения конструкции (ФПО);
- связь каждой из моделей с конструктивными признаками;
- выбор модели желаемого динамического поведения;
- включение в динамическую схему двигателя только тех конструктивных признаков, которые соответствуют желаемой модели поведения ротора;
- создание аналитической модели конструкции данного типа (ФПО);
- проверка применимости допусков по критериям влияния на вибростояние.

Другими словами, при проектном синтезе конструктивно «одеваем» аналитическую модель.

Детализация подхода к проектированию динамического поведения системы для многорежимного АГТД, а также экспериментальные данные по спектральному составу виброхарактеристик, полученных на полноразмерных изделиях, приведены далее.

Дана оценка обоснованности размещения спектральных составляющих вибрационных характеристик относительно рабочей зоны оборотов.

Связанные колебания системы определялись в соответствии с выражением:

$$V_j = \omega_i \sum_{\gamma=1}^k \left| \bar{R}_\gamma \right| A_{j\gamma}(\omega_i), \quad (1)$$

где  $V_j$  — уровень вибрации в сечении  $j$  на частоте колебаний системы  $\omega_i$ ;  
 $R_\gamma$  — сила, действующая в сечении  $\gamma$ -опоры;

$A_j(\omega_i)$  — коэффициент влияния корпуса в  $j$ -сечении от единично действующего в  $\gamma$ -сечении силового фактора по частоте колебаний системы  $\omega_i$ , Величина вибропараметра соотносилась с допускаемыми технической документацией значениями [v].

Представленные данные соответствуют окончательной компоновке, т. е. изделия, предъявляемого на ГИ.

Динамические свойства системы были получены в результате целенаправленного проектирования: минимизацией вклада каждого из узлов поочередно по сравнению с другими в рассматриваемые формы колебаний системы.

Колебания связанной системы, состоящей из отдельных подсистем, могут быть представлены через собственные колебания каждой из подсистем с поправками, зависящими от глубины связи между подсистемами [1].

При разработке проекта изделия добивались контролируемых условий динамического поведения за счет дифференцированной системы критериев, соотношенных с каждой фазой проектирования, и применения соответствующих технических решений [2].

Контроль возбуждения осуществлен со стороны: дисбалансных сил за счет:

- самоцентрирования роторов в рабочей зоне оборотов;
- снижения исходного дисбаланса;
- стабилизации жесткостных и массовых свойств конструкции;

газодинамических сил за счет:

- введения демпфирования в опоры роторов;
- равномерных зазоров между ротором и статором;

нерасчетных воздействий за счет:

- исключения автоколебаний при сломе оси составного валопровода;
- ограждения внутренних полостей ротора от попадания масла;
- ликвидации частотно-зависимых связей между элементами.

Контролируемый отклик на силы, генерируемые в опорах роторов, достигнут за счет:

- совмещения плоскостей приложения и восприятия сил;
- размещения мест передачи возбуждения в узлы собственных форм колебаний;
- исключения влияния местных деформаций на перемещения мест установки датчиков.

Указанные эффекты реализованы на базе следующих технических решений:

по корпусам:

- совмещение плоскостей опор роторов и узлов подвески;
- размещение внешней подвески и связей внешнего контура с гнездами опор в одной плоскости;
- назначение малых боковых зазоров в элементах связи 1-го и 2-го контуров;
- установка датчиков замера вибрации на фланцах;

по роторам:

- упругие элементы в опорах;

- масляное демпфирование колебаний (демпферные элементы в опорах);
- обеспечение нераскрытия стыков при прогибах ротора в пределах зазоров проточной части;
- постановка экранов роторных полостей от попадания масла;
- опирание ротора КВД на ротор КНД в узле собственных форм изгибных колебаний последнего;
- расположение 4-й и 5-й опор в одной плоскости, для исключения частотно-зависимой податливости и недопустимого сближения (цепляния) ротора ТНД и кожуха ТВД при эволюциях;
- сварной барабан компрессора с непосредственной связью с цапфами;
- соединение ротора ТНД и вентилятора без шарнира.

Таким образом, самым подходом к конструкции в процессе проектирования подготовлен тот факт, что спектр частот полной системы складывается из форм колебаний, основной вклад в каждую из которых вносит тот или иной узел конструкции, по которому формы названы:

- формы колебаний роторных систем;
- формы колебаний корпусных систем.

### Колебания по формам роторной системы

Роторная система возбуждает конструкцию за счет генерирования сил в опорах роторов. Наибольшие по величине усилия возникают на резонансе по изгибным формам колебаний. На частотах, расположенных в диапазоне частот между резонансными, усилия не зависят от оборотов по модулю и определяются величиной эксцентриситета, распределением масс, геометрией ротора и значениями податливости опор.

На изделии, с целью обеспечения работы роторов в зоне самоцентрирования, критические частоты вращения выводятся из зоны рабочих оборотов (рис. 1).

Собственные частоты колебаний

$$n_{1\text{КНД}} = 3643 \text{ об/мин};$$

$$n_{2\text{КНД}} = 13152 \text{ об/мин};$$

$$n_{3\text{КНД}} > 30000 \text{ об/мин};$$

$$n_{1\text{КВД}} = 4326 \text{ об/мин};$$

$$n_{2\text{КВД}} = 7009 \text{ об/мин};$$

$$n_{3\text{КВД}} > 30000 \text{ об/мин},$$

выведены из рабочей зоны оборотов

$$(3740 + 11507) \text{ об/мин} \text{ — для ротора КНД,}$$

$$(10000 + 16200) \text{ об/мин} \text{ — для ротора КВД.}$$

Собственная частота колебаний вала ТНД, соответствующая оборотам  $n_{2\text{КНД}} = 13152$ , расположенная в зоне оборотов ротора КВД, делает вал ТНД потенциально чувствительным к возбуждению со стороны КВД.

Минимизировать отклик ротора ТНД на возбуждение со стороны КВД позволило расположение опоры КВД в узле колебаний ротора КНД. Развитие колебаний КВД по форме  $n_{2\text{КВД}} = 7009$ , расположенной в зоне оборотов ротора КНД, парируется за счет применения демпферных элементов в опорах.

Упруго-демпферные опоры препятствуют также развитию автоколебаний, обусловленных следящими за оборотами силами, образующимися из-за неравномерных зазоров проточной части относительно лопаточных венцов КВД.

## Колебания по формам корпусной системы

Корпусная система воспринимает колебательное возбуждение, приходящее от роторных опор, и передает его на объектовые конструкции. Поэтому в точках подвески изделия к объекту уровень колебания изделия ограничивается нормативными документами.

Система корпусов с включенными в нее массами роторов представляет собой систему с бесконечным числом степеней свободы. Рассмотрение общих колебаний системы, т. е. таких, на которые не оказывают влияние местные усиления корпуса, приводят к балочной расчетной модели корпуса.

Расчеты собственных частот и форм колебаний корпусов проведены с учетом податливости подвесок. Величины податливости подвески идентифицировались по экспериментальным данным частотного обследования объекта в сравнении с величинами, полученными по расчетной модели корпуса, для различных значений податливости подвески.

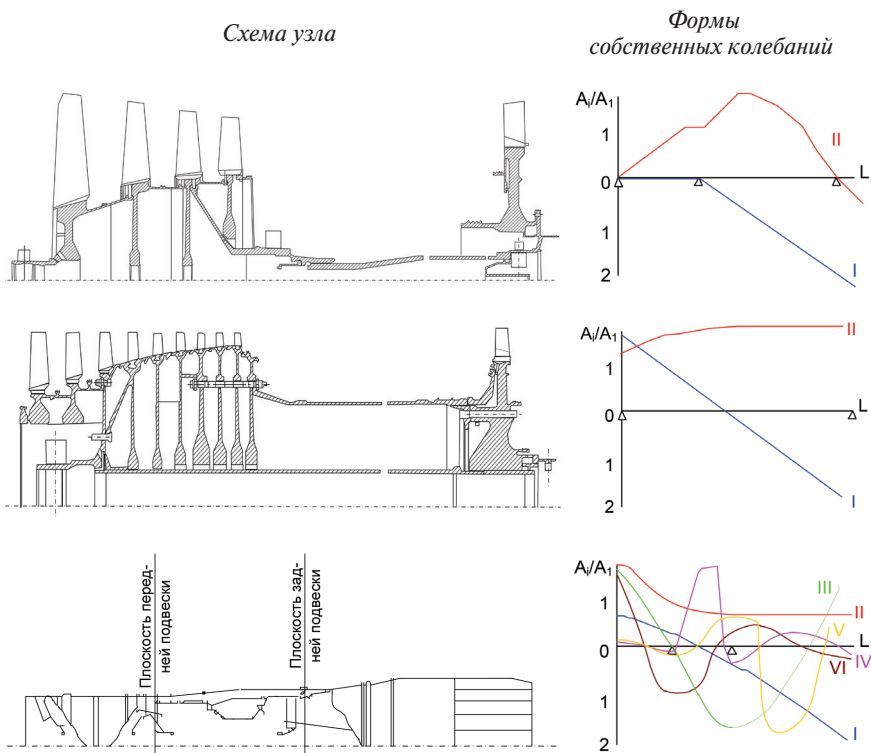


Рис. 1. Спектральный состав собственных колебаний узлов

Расчеты выполнены по схеме (рис. 1), в которую включены массы роторов.



Из полученных собственных частот колебаний корпусов:

$$\omega_1 = 119,5 \frac{1}{сек}; \quad \omega_2 = 239 \frac{1}{сек}; \quad \omega_3 = 427 \frac{1}{сек};$$

$$\omega_4 = 742 \frac{1}{сек}; \quad \omega_5 = 1382 \frac{1}{сек}; \quad \omega_6 = 1875 \frac{1}{сек},$$

три находятся в рабочей зоне оборотов роторов изделия  $\omega_3, \omega_4, \omega_5$ .

### Оценка поведения динамических характеристик изделия на резонансных частотах

Одинаково эффективное воздействие на все частоты спектра собственных частот корпусов ограниченным набором конструктивных мероприятий практически не удается. Системе двигателя присущ плотный спектр собственных частот. Часть из них неизбежно оказывается в рабочей зоне оборотов.

Поэтому целесообразно и воздействовать только на те формы, развитие колебаний по которым приводит к нарушению уровня работоспособности ( $V > [V]$ ) по параметру виброактивности.

Для изделия проведена оценка допустимости расположения в рабочей зоне форм с частотами  $\omega_3, \omega_4, \omega_5$ .

Значения виброскорости в штатной точке на корпусе изделия на перечисленных выше формах получены по (1) через величины переменных составляющих нагрузок на опоры роторов и значений коэффициентов влияния от нагрузок.

Рассчитаны коэффициенты влияния для плоскости I подвески от сил, действующих в сечениях опор. Коэффициенты влияния на интересующих частотах  $\omega_3, \omega_4, \omega_5$ , без учета демпфирования в системе имеют бесконечные значения.

Демпфирующие свойства корпусов изделия в работе учитываются через добротность системы, т. е. характеристику, известную для рассматриваемого класса конструкций. Для рассматриваемого класса конструкций величина добротности системы  $Q \approx 5$ .

Граничная частота  $(\omega_i \pm \Delta \omega_i)_{i=3,4,5}$ , на которой отклик конструкции принимается без учета демпфирования, выбрана:

$$V|_{\omega_i \pm \Delta \omega_i} = 0,7V_{\omega_i} \quad (2)$$

и зависит от добротности системы:

$$Q = \frac{\omega_i}{2\Delta \omega_i}. \quad (3)$$

Для каждой из  $\omega_i$  по (3) определены  $\Delta \omega_i$ :

$$\Delta \omega_3 = 42,7 \frac{1}{сек}; \quad \Delta \omega_4 = 74,2 \frac{1}{сек}; \quad \Delta \omega_5 = 138,2 \frac{1}{сек},$$

для которых, в свою очередь, по графику (рис. 10) получены значения коэффициентов влияния:

$$\begin{aligned}
A_1(\omega_3 + \Delta\omega_3) &= -14,8 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_3(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= -5,0 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_1(\omega_3 - \Delta\omega_3) &= -28,0 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_3(\omega_4 - \Delta\omega_4) &= -0,2 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_2(\omega_3 + \Delta\omega_3) &= -6,7 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_4(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_2(\omega_3 - \Delta\omega_3) &= -14,0 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_4(\omega_4 - \Delta\omega_4) &= -3,5 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_5(\omega_3 + \Delta\omega_3) &= -4,4 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_3(\omega_5 + \Delta\omega_5) &= -0,8 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_5(\omega_3 - \Delta\omega_3) &= -6,2 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_3(\omega_5 - \Delta\omega_5) &= -1,1 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_1(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= 3,5 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_4(\omega_5 + \Delta\omega_5) &= 0,05 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_1(\omega_4 - \Delta\omega_4) &= -13,5 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; & A_4(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= -0,15 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}. \\
A_2(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= -5,0 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_2(\omega_4 - \Delta\omega_4) &= -0,2 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_5(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс}; \\
A_5(\omega_4 - \Delta\omega_4) &= -3,5 \cdot 10^{-6} \text{ см / кгс};
\end{aligned}$$

Величины переменных составляющих нагрузки на опоры роторов взяты с учетом аварийного выхода из строя упругих элементов в опорах и соответствующим максимальным рабочим оборотам.

Такой подход позволил получить верхнюю оценку максимальных величин виброскорости в штатной точке на корпусе изделия с кратностью к роторным гармоникам:

$$\begin{aligned}
V_{КНД}(\omega_3 + \Delta\omega_3) &= 15,8 \text{ мм / сек}; & V_{КНД}(\omega_3 - \Delta\omega_3) &= 20,3 \text{ мм / сек}; \\
V_{КНД}(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= 1,57 \text{ мм / сек}; & V_{КНД}(\omega_4 - \Delta\omega_4) &= 15,8 \text{ мм / сек}; \\
V_{КВД}(\omega_4 + \Delta\omega_4) &= 1,77 \text{ мм / сек}; & V_{КВД}(\omega_4 - \Delta\omega_4) &= 5,3 \text{ мм / сек}; \\
V_{КВД}(\omega_5 + \Delta\omega_5) &= 1,0 \text{ мм / сек}; & V_{КВД}(\omega_5 - \Delta\omega_5) &= 0,54 \text{ мм / сек}.
\end{aligned}$$

С учетом демпфирующих свойств конструкции те же максимальные оценки на наиболее опасных для данной конструкции изделия оборотах по (2) имеют значения:

$$\begin{aligned}
V_{КНД}(\omega_3) &= 29,0 \text{ мм / сек}; & V_{КВД}(\omega_4) &= 7,6 \text{ мм / сек}; \\
V_{КНД}(\omega_4) &= 22,6 \text{ мм / сек}; & V_{КВД}(\omega_5) &= 1,4 \text{ мм / сек}.
\end{aligned}$$

Каждое из них меньше уровня работоспособности [ V ] = 30 мм / сек.

Таким образом, расположение указанных форм колебаний корпусной системы в рабочей зоне оборотов роторов не критично.

### **Экспериментальное определение спектрального состава виброхарактеристик**

Спектральный состав виброхарактеристик проверен экспериментально на полноразмерных двигателях. Исследования проведены двумя способами: вибронатурением на электродинамическом вибростенде VP-1500 и обследованием работающего двигателя. Поведение ротора ТНД определено тензометрированием.

На электродинамическом вибростенде изделие устанавливалось в специально сконструированной раме-подвеске на скользящий стол, состыкованный с вибратором.

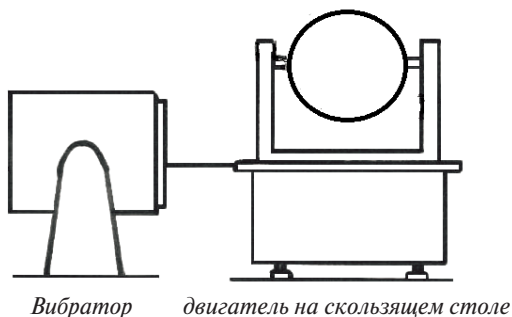


Рис. 2. Схема виброиспытаний

Изделие крепилось:

- по задней подвеске — аналогично креплению на объекте;
- по передней подвеске — использовалось штатное крепление.

Возбуждение колебаний с помощью рамы-подвески осуществлялось эквивалентно реально работающему изделию, т. е. в плоскостях роторных опор. Сигнал возбуждения гармонический при сканировании частот от 15 до 300 Гц.

Вибрографирование корпуса с целью определения собственных частот было проведено с помощью вибропреобразователей, установленных вдоль корпуса, а именно в плоскостях заднего фланца корпуса 1-й опоры, заднего фланца корпуса опор компрессора, заднего фланца переднего корпуса, заднего фланца корпуса заднего, заднего фланца корпуса смесителя, в плоскости жаровой трубы.

Масштабирование показателей осуществлялось по сигналу в плоскости передней подвески, где автомат поддерживал постоянный уровень возбуждения по сигналу датчика обратной связи системы управления стендом.

При испытаниях на вибростенде выявлены частоты собственных колебаний, которые расположены в следующих диапазонах частот вращения роторов:

$$\begin{aligned}n_1 &= 3900\text{--}4200 \text{ об/мин} = 408\text{--}440 \text{ 1/сек}, \\n_2 &= 6700\text{--}7200 \text{ об/мин} = 701\text{--}754 \text{ 1/сек}, \\n_3 &= 11900\text{--}13900 \text{ об/мин} = 1246\text{--}1455 \text{ 1/сек}, \\n_4 &= 17400\text{--}18300 \text{ об/мин} = 1822\text{--}1916 \text{ 1/сек}.\end{aligned}$$

Спектральный состав получен ЦИАМ аппаратурой VM-3X для точки штатного замера вибраций на испытаниях двигателя, без имитации характеристик объектовой подвески.

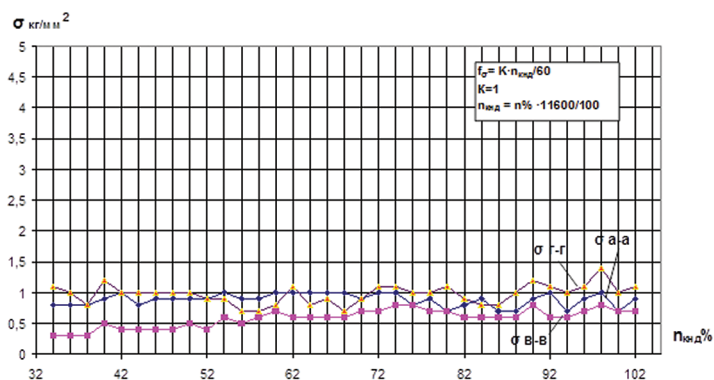
Обработкой спектрограмм выявлены режимы, на которых уровень вибрации выше, чем на соседних частотах вращения. Эти режимы расположены в диапазонах:

$$n_1' = (4550 + 4920) \text{ об / МИН}; \quad n_2' = (7200 + 9570) \text{ об / МИН};$$

$$n_3' = (10780 + 12000) \text{ об / МИН}; \quad n_4' = (13500 + 14100) \text{ об / МИН}.$$

Поведение вала ТНД в условиях работающего двигателя выяснено тензометрированием вала в 3 сечениях по длине. Запись напряжений произведена как на стационарных, так и на переменных режимах (рис. 3).

Результаты тензометрирования отражены в виде зависимости величины переменных нормальных напряжений в 3 сечениях от оборотов вентилятора. Постоянная составляющая нормальных напряжений от изгиба вала ТНД в исследованных сечениях отсутствует.



**Рис. 3.** Зависимость изгибных вибронпряжений в сечениях вала ТНД от оборотов ротора КВД

Во всем рабочем диапазоне вал ТНД не имеет значимых изгибных колебаний, в том числе и на оборотах, соответствующих собственным частотам ( $n_{2КВД} = 13152 \text{ об/мин}$ ), лежащим в рабочей зоне КВД.

В целях выявления виброактивности изделия обрабатывались результаты вибрографирования изделий при контрольных, специальных и длительных испытаниях.

Обработке подвергались данные, полученные в изделиях в момент поставки, когда вероятность отклонений от требований чертежа мала.

В результате статистической обработки данных по уровням вибрации получена зависимость виброактивности проекта от оборотов КВД на момент поставки изделий на испытания (рис. 4).

Виброактивность изделия по стендовым и объектовому замерам изменяется линейно с ростом оборотов, что свидетельствует о работе роторов в зоне самоцентрирования. Значения максимальных уровней виброскорости с частотами вращения роторов, не искаженные влиянием происшествий во время длительных испытаний, не превышают уровня работоспособности 30 мм/сек.

Моторами развития теории и воплощения в разработки являются сотрудники отдела прочности Н.А. Бурыкина и Е.В. Хрусталева.

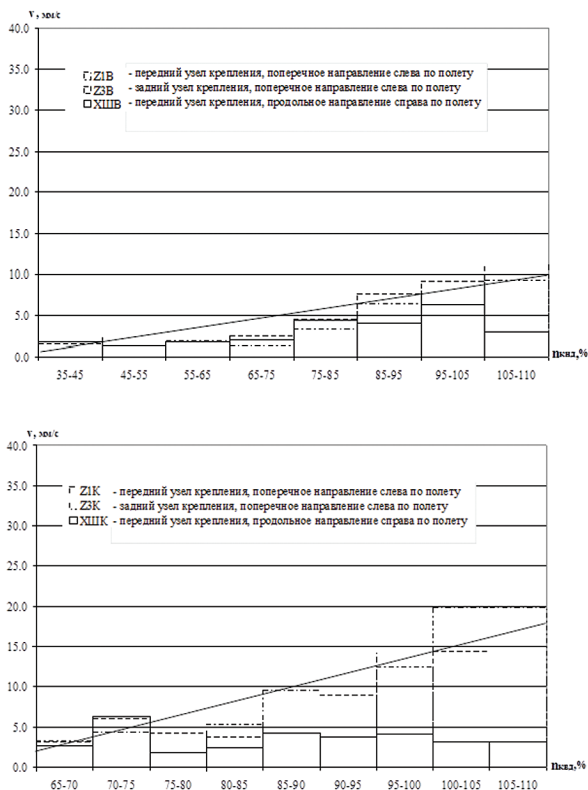


Рис. 4. Виброактивность проекта, ротор КНД (вверху), ротор КВД (внизу)

## Выводы

1. Продемонстрирована эффективность системного подхода к обеспечению параметрического качества виброактивности на изделиях АГТД.
2. Экспериментально полученные виброхарактеристики количественно и по спектральному составу согласуются с ПРОГНОЗИРУЕМЫМИ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Троцкий В.А. О расчете собственных колебаний пространственных стержневых систем методом динамической жесткости // Информ. бюллетень ЛПИ им. М.И. Калинина. № 5. 1957.
2. Буркина Н.А., Лобанов В.К., Старовойтенков В.В. О конфигурации системы ротор-корпус ГТД // VIII Всесоюзная научно-техническая конференция по конструкционной прочности двигателей. 1981.
3. Lobanov V.K., Bourykina N.A. Development of a performance prediction method for turbo-shaft aeroengine design for low vibration // Twentieth european rotorcraft forum. October 4-7, 1994. Amsterdam.

## СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ АГТД ПО ВИБРОПАРАМЕТРУ. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НА ИЗДЕЛИИ УРОВНЯ ОБЩИХ ВИБРАЦИЙ НЕ ВЫШЕ ЗАДАННОГО. ТРЕБОВАНИЯ К БАЛАНСИРОВКЕ РОТОРОВ

Рассматриваются условия управления дисбалансами роторов, при выполнении которых уровень вибрации на конкретном экземпляре изделия не превышает заданного.

### Условные обозначения

$\underline{Y}(x, \omega)$  — вибропараметр;

$A_k(x, \omega)$  — коэффициент влияния  $k$ -го усилия;

$B_v(x, \omega)$  — коэффициент влияния  $v$ -го момента;

$\underline{R}_k$  — вектор усилия, передаваемого на корпус через  $k$ -ю роторную опору;

$\underline{M}_v$  — вектор момента, передаваемого на корпус через  $v$ -ю опору;

$\omega$  — частота вращения ротора;

$x$  — координата вдоль оси двигателя;

$r$  — общее число усилий, действующих на корпус с частотой  $\omega$ ;

$s$  — общее число моментов, действующих на корпус с частотой  $\omega$ ;

$D_k$  — дисбаланс в  $k$ -м опорном сечении ротора;

$\delta_k$  — зазор в подшипнике  $k$ -й опоры;

$\Delta_k$  — ход упруго-демпферного кольца в  $k$ -й опоре;

$T_k, H_k, S_k$  — коэффициенты пропорциональности;

$l_k$  — плечо, создающее передачу момента на корпус изделия;

$y_j(x)$  —  $j$ -я ортонормированная форма колебаний корпуса;

$y'_j(x)$  — первая производная от  $j$ -й ортонормированной формы;

$\omega_j$  —  $j$ -я собственная частота колебаний корпуса;

$x_k, x_v$  — собственно координаты приложения  $k$ -го усилия и  $v$ -го момента;

$N$  — число учетных собственных форм колебаний корпуса;

$\tilde{y}_j(x)$  — относительное смещение корпуса изделия по  $j$ -й форме;

$m_i, x_i$  — собственная масса  $i$ -го участка и координата начала  $i$ -го участка;

$x_{ш}$  — координата штатной точки на корпусе двигателя;

$[Y]$  — максимально допустимое значение виброскорости в штатной точке;

$V_m$  — максимально допустимое значение виброскорости в штатной точке;

$\Omega$  — область рабочих частот ротора;

$\alpha, \beta, \alpha_2^1$  — углы между усилиями.

Для получения условий управления дисбалансами роторов необходимо иметь описание вибрационного состояния изделия в виде, позволяющем включить в рассмотрение технологические и конструктивные параметры и выявить влияние на вибропараметр балансировки и условий сборки роторов. Такое описание дает аналитическая форма зависимости вибропараметра  $\underline{Y}(x, \omega)$  от силового возбуждения и передаточных характеристик конструкции, установленная через коэффициенты влияния в виде

$$\underline{Y}(x, \omega) = \sum_{k=1}^r A_k(x, \omega) \underline{R}_k - \sum_{v=1}^s B_v(x, \omega) \underline{M}_v, \quad (1)$$

где  $A_k(x, \omega)$  — коэффициент влияния  $k$ -го усилия;  
 $B_v(x, \omega)$  — коэффициент влияния  $v$ -го момента;  
 $\underline{R}_k$  — вектор усилия, передаваемого на корпус через  $k$ -ю роторную опору;  
 $\underline{M}_v$  — вектор момента, передаваемого на корпус через  $v$ -ю опору;  
 $\omega$  — частота вращения ротора;  
 $x$  — координата вдоль оси двигателя;  
 $r$  — общее число усилий, действующих на корпус с частотой  $\omega$ ;  
 $s$  — общее число моментов, действующих на корпус с частотой  $\omega$ .

Выражение (1) составляет функциональную схему изделия [3]. При этом выходной параметр выражается через промежуточные переменные, детерминированные исходными конструктивными и технологическими факторами. Отметим, что силовое возбуждение, передаваемое на корпус через роторные опоры, при сборке подшипникового узла в соответствии с требованиями нормативных документов определяется только прецессионным движением вращающихся роторов и зависит от величин дисбалансов в опорных сечениях роторов, зазоров в подшипниках, податливостей упруго-демпферных элементов, массовых и геометрических размеров роторов, и может быть рассчитано по формуле:

$$\begin{cases} R_k = T_k \omega^2 D_k + H_k \omega^2 \delta_k + \frac{S_k}{\Delta_k}, \\ M_k = R_k l_k \text{Sign}(l_k) \end{cases} \quad (2)$$

где  $D_k$  — дисбаланс в  $k$ -м опорном сечении ротора;  
 $\delta_k$  — зазор в подшипнике  $k$ -й опоры;  
 $\Delta_k$  — ход упруго-демпферного кольца в  $k$ -й опоре;  
 $T_k, H_k, S_k$  — коэффициенты пропорциональности;  
 $l_k$  — плечо, создающее передачу момента на корпус изделия.

Коэффициенты влияния  $A_k(x, \omega)$  и  $B_v(x, \omega)$  определяются либо экспериментально, либо расчетным путем по формуле:

$$\begin{cases} A_k(x, \omega) = \sum_{j=1}^N \frac{y_j(x) y_j(x_k)}{\omega_j^2 - \omega^2}, \\ B_v(x, \omega) = \sum_{j=1}^N \frac{y_j(x) y'_j(x_v)}{\omega_j^2 - \omega^2} \end{cases}, \quad (3)$$

где  $y_j(x)$  —  $j$ -я ортонормированная форма колебаний корпуса;  
 $y'_j(x)$  — первая производная от  $j$ -й ортонормированной формы;  
 $\omega_j$  —  $j$ -я собственная частота колебаний корпуса;  
 $x_k, x_v$  — собственно координаты приложения  $k$ -го усилия и  $v$ -го момента;  
 $N$  — число учтенных собственных форм колебаний корпуса из условия  $\omega_N > \omega$ .

Формы колебаний корпуса  $y_j(x)$  определяются в результате ортонормирования относительных смещений корпуса  $\tilde{y}_j(x)$  по формуле (4):

$$y_j(x) = \frac{\tilde{y}_j(x) - \sum_{n=1}^{j-1} \sum_{i=1}^s m_i \tilde{y}_j(x_i) y_n(x_i) y_n(x)}{\left( \sum_{i=1}^s m_i \tilde{y}_j^2(x_i) - \sum_{n=1}^{j-1} \sum_{i=1}^s m_i^2 \tilde{y}_j^2(x_i) y_n^2(x_i) \right)^{1/2}}, \quad (4)$$

где  $\tilde{y}_j(x)$  — относительное смещение корпуса изделия по  $j$ -й форме  $m_i$ ,  $x_i$  — собственная масса  $i$ -го участка и координата начала  $i$ -го участка.

Прогнозируемый уровень вибраций в данной задаче определяется как уровень, не превышающий некоторого наперед заданного значения, т. е. исходное расчетное соотношение имеет вид:

$$|Y(x_w, \omega)| < [Y], \quad (5)$$

где  $x_w$  — координата штатной точки на корпусе двигателя;  
 $[Y]$  — максимально допустимое значение уровня вибраций.

Для выполнения условия (5) на экземпляре изделия необходимо увязать реализацию вибропараметра с особенностями производства и воздействовать на реализацию с его помощью. Будем осуществлять воздействие на реализацию вибропараметра за счет целенаправленной балансировки роторов и сборки их в изделии. Выберем параметры, которые определяют уровень вибраций и могут быть проконтролированы в процессе балансировки и сборки роторов. Такими параметрами в условиях рассматриваемой задачи (в соответствии с соотношениями (1) и (2)) являются: дисбалансы в опорных сечениях роторов, зазоры в подшипниках, податливости упруго-демпферных элементов и взаимное угловое расположение дисбалансов в опорных сечениях, определяющее направление действия усилий. Причем величины дисбалансов, зазоры в подшипниках и податливости упруго-демпферных элементов считаем независимыми параметрами, не налагая на них никаких ограничений, кроме тех, которые определяются проектной документацией. В качестве зависимого варьируемого параметра, с помощью которого будем осуществлять воздействие на реализацию вибропараметра, выбираем взаимное угловое расположение дисбалансов в опорных сечениях.

Таким образом, задача сводится к определению взаимного углового расположения дисбалансов в опорных сечениях роторов на экземпляре изделия при заданных величинах независимых параметров, удовлетворяющего исходному расчетному соотношению (5).

Рассмотрим решение поставленной задачи для изделий с двух- и трех-опорными роторами, используя в качестве вибропараметра виброскорость в штатной точке на корпусе двигателя. Для роторов с большим количеством опор ход построения решения аналогичен.



## Двухопорный ротор

При возбуждении вибраций двухопорным ротором (рис. 1) исходное расчетное соотношение представляется в виде:

$$\begin{aligned} & \left[ (A_{11} - B_{11}l_1 \text{sign}(l_1))R_1 + (A_{21} - B_{21}l_2 \text{sign}(l_2))R_2 \cos \alpha \right]^2 + \\ & + \left[ (A_{22} - B_{22}l_2 \text{sign}(l_2))R_2 \sin \alpha \right]^2 < \left( \frac{V_m}{\omega} \right)^2 \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\alpha$  — угол между направлениями действия дисбалансов в опорных сечениях роторов при условии, что направление дисбаланса в I-й опоре выбрано за начало отсчета (см. рис. 2);

$V_m$  — максимально допустимое значение виброскорости в штатной точке.

Для получения искомой области взаимного углового расположения дисбалансов необходимо решить неравенство (6) относительно угла  $\alpha$ . При решении предполагаем, что коэффициенты влияния постоянны по углу от 0 до  $2\pi$ :

$$A_{11} = A_1, \quad A_{21} = A_{22} = A_2. \quad (7)$$

Это предположение не умаляет общности решения.

С учетом допущения (7) решение имеет вид:

$$\begin{cases} \cos \alpha < \min_{\Omega} \{f(\omega)\} & \text{при } \varepsilon(\omega) > 0 \\ \cos \alpha > \max_{\Omega} \{f(\omega)\} & \text{при } \varepsilon(\omega) < 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\text{где } f(\omega) = \frac{\left( \frac{V_m}{\omega} \right)^2 - (A_1 - B_1 l_1 \text{sign}(l_1))^2 R_1^2 - (A_2 - B_2 l_2 \text{sign}(l_2))^2 R_2^2}{2\varepsilon(\omega) R_1 R_2};$$

$$\varepsilon(\omega) = (A_1 - B_1 l_1 \text{sign}(l_1))(A_2 - B_2 l_2 \text{sign}(l_2));$$

$\Omega$  — область рабочих частот ротора.

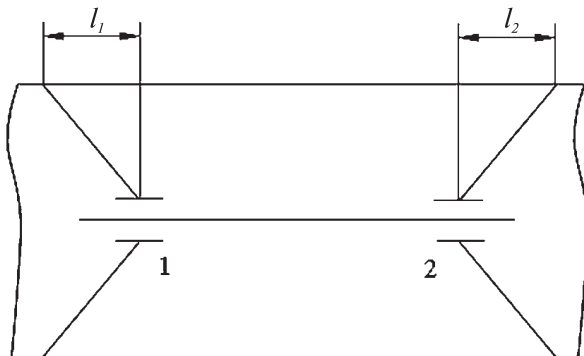


Рис. 1

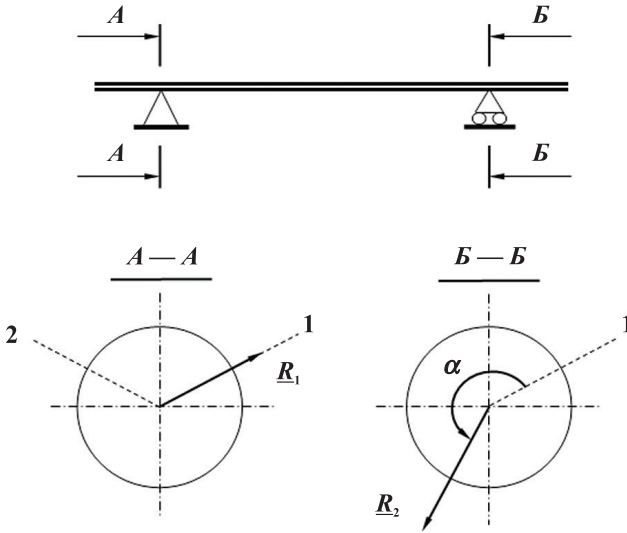


Рис. 2

Полученное решение (8) связывает через усилия искомую область углового положения дисбалансов в опорных сечениях ротора со значениями независимых параметров. Это решение для двигателей одной серии целесообразно затабулировать для различных величин независимых параметров и представлять в виде набора таблиц, составленных по типу таблицы 1.

Таблица 1

| $\delta_1; \delta_2; \Delta_1; \Delta_2$ |                     |  |
|--|---------------------|--|
| $D_1$                                    | $D_2$               | $\alpha_H < \alpha < \alpha_B$                       |
| $z \cdot \text{см}$                      | $z \cdot \text{см}$ | град   |
| $D_{10}$                                 | $D_{20}$            | $\alpha^{(0)}_{H0} < \alpha < \alpha^{(0)}_{B0}$     |
|  | $D_{21}$            | $\alpha^{(0)}_{H1} < \alpha < \alpha^{(0)}_{B1}$     |
|  | .....               | .....  |
| $D_{11}$                                 | $D_{2\xi}$          | $\alpha^{(0)}_{H\xi} < \alpha < \alpha^{(0)}_{B\xi}$ |
|  | $D_{20}$            | $\alpha^{(1)}_{H0} < \alpha < \alpha^{(1)}_{B0}$     |
|  | $D_{21}$            | $\alpha^{(1)}_{H1} < \alpha < \alpha^{(1)}_{B1}$     |
| .....                                    | $D_{2\xi}$          | $\alpha^{(1)}_{H\xi} < \alpha < \alpha^{(1)}_{B\xi}$ |
| $D_{1n}$                                 | $D_{20}$            | $\alpha^{(n)}_{H0} < \alpha < \alpha^{(n)}_{B0}$     |
|  | $D_{21}$            | $\alpha^{(n)}_{H1} < \alpha < \alpha^{(n)}_{B1}$     |
|  | .....               | .....  |
|  | $D_{2\xi}$          | $\alpha^{(n)}_{H\xi} < \alpha < \alpha^{(n)}_{B\xi}$ |

В таблице 1  $\alpha_{HI}^{(i)}$  и  $\alpha_{BI}^{(i)}$  — соответственно нижняя и верхняя границы угловой области,  $i = 1, 2, \dots, \eta$ ;  $l = 1, 2, \dots, \xi$ .

Такие таблицы должны выдаваться технологу, и использоваться им при балансировке ротора. К ротору, поступившему на балансировку, должна быть приложена карта со значениями зазоров в подшипниках и податливостями упруго-демпферных элементов на балансируемом экземпляре. Отметим, что все вышесказанное предполагает балансировку ротора в двигательных опорах.

В качестве примера был проведен расчет области изменения угла для двухопорного ротора изделия типа 78. Расчет проводился по программе, составленной на языке «Фортран IV». Максимально допустимый уровень виброскорости в расчете выбран 30 мм/сек, рабочая зона ротора по частоте составляла  $(1000 \div 1250)1/сек$ . Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2

| $\delta_1 = 0,03 \text{ мм}; \delta_2 = 0,04 \text{ мм}; \Delta_1 = 0; \Delta_2 = 0$ |                     |                                |
|--|---------------------|--------------------------------|
| $D_1$  | $D_2$               | $\alpha_H < \alpha < \alpha_B$ |
| $z \cdot \text{см}$  | $z \cdot \text{см}$ | $град$                         |
| 1,0  | 1,0                 | $0 < \alpha < 360$             |
|  | 2,0                 | $90 < \alpha < 270$            |
|  | 3,0                 | Решения не существует          |
|  | 4,0                 |                                |
|  | 5,0                 |                                |
| 2,0  | 1,0                 | $60 < \alpha < 300$            |
|  | 2,0                 | $105 < \alpha < 255$           |
|  | 3,0                 | $135 < \alpha < 225$           |
|  | 4,0                 | Решения не существует          |
|  | 5,0                 |                                |
| 3,0  | 1,0                 | Решения не существует          |
|  | 2,0                 |                                |
|  | 3,0                 |                                |
|  | 4,0                 |                                |
|  | 5,0                 |                                |

### Трехопорный ротор

Рассмотрим случай возбуждения вибраций трехопорным ротором (рис. 3). Обычно балансировка трехопорного ротора осуществляется раздельной балансировкой роторов, которые затем объединяются в трехопорный в изделии. В этом случае целесообразно в качестве варьируемого параметра выбрать угол поворота одного ротора относительно другого в момент сборки их в изделии и рассматривать систему усилий, представленную на рисунке 4. Отметим, что здесь угловое расположение дисбалансов в каждом из роторов фиксируется, а варьируемым параметром является угол между направлениями действия усилий  $\underline{R}_1$  и  $\underline{R}_2^{\text{II}}$ . Поэтому изменение искомой угловой области может быть проведено без перебалансировки роторов.

Основное расчетное соотношение для трехопорного ротора имеет вид:

$$a \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^4 + b \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^3 + c \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^2 + d \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) + e < 0, \quad (9)$$

$$\text{где } a = (\phi_1 - \phi_2)^2 + (\psi_1 - \psi_3)^2 - \left( \frac{V_m}{\omega} \right)^2;$$

$$b = 4 \cdot [\phi_3 (\phi_1 - \phi_2) + \psi_2 (\psi_1 - \psi_3)];$$

$$c = 2 \cdot \left[ \phi_1^2 - \phi_2^2 + 2 \cdot \psi_3^2 + \psi_1^2 - \psi_3^2 + 2 \cdot \psi_2^2 - \left( \frac{V_m}{\omega} \right)^2 \right];$$

$$d = 4 \cdot [\phi_3 (\phi_1 + \phi_2) + \psi_2 (\psi_1 + \psi_3)];$$

$$e = (\phi_1 + \phi_2)^2 + (\psi_1 + \psi_3)^2 - \left( \frac{V_m}{\omega} \right)^2;$$

$$\phi_1 = (A_{11} - B_{11} l_1 \operatorname{sign}(l_1)) R_1 + (A_{21} - B_{21} l_2 \operatorname{sign}(l_2)) R_2^I \cos \alpha_2^I;$$

$$\phi_2 = (A_{21} - B_{21} l_2 \operatorname{sign}(l_2)) R_2^{II} + (A_{31} - B_{31} l_3 \operatorname{sign}(l_3)) R_3 \cos \beta;$$

$$\phi_3 = -(A_{31} - B_{31} l_3 \operatorname{sign}(l_3)) R_3 \cos \beta;$$

$$\psi_1 = (A_{22} - B_{22} l_2 \operatorname{sign}(l_2)) R_2^I \sin \alpha_2^I;$$

$$\psi_2 = (A_{22} - B_{22} l_2 \operatorname{sign}(l_2)) R_2^{II} + (A_{32} - B_{32} l_3 \operatorname{sign}(l_3)) R_3 \cos \beta;$$

$$\psi_3 = (A_{32} - B_{32} l_3 \operatorname{sign}(l_3)) R_3 \sin \beta;$$

$\alpha_2^I$  — угол между усилиями  $R_1$  и  $R_2^I$  (см. рис. 4);

$\beta$  — угол между усилиями  $R_2^{II}$  и  $R_3$  (см. рис. 4).

Решение неравенства (9) определяет области допустимых значений углового поворота роторов относительно друг друга при фиксированных значениях независимых параметров. Это решение целесообразно представлять в виде набора таблиц, аналогичных таблице 1.

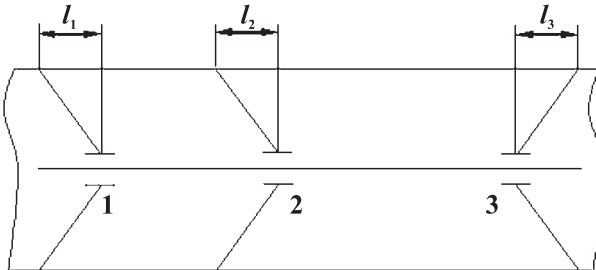


Рис. 3

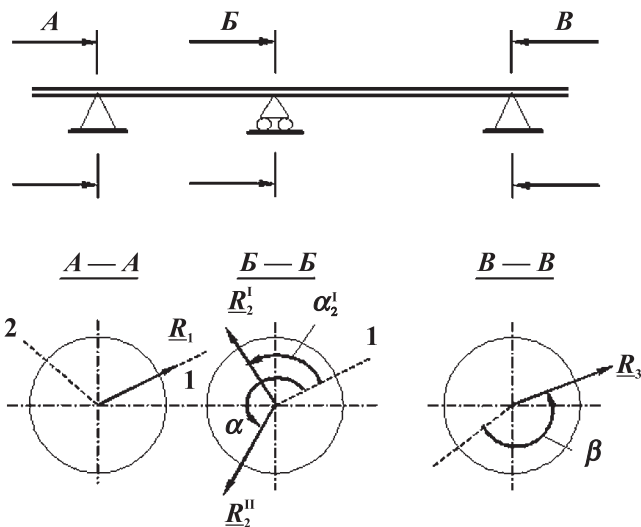


Рис. 4

### Заключение

Методика позволяет в замкнутой форме решить задачу управления дисбалансами роторов ГТД.

Полученные алгоритмы позволяют составить рабочие таблицы дисбалансов, обеспечивающие для конкретного ротора и конструкции ГТД уровень вибраций в штатной точке, не превышающей заданного.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов Б.В. Кибернетические методы технического диагноза. М.: Машиностроение, 1966.
2. Лобанов В.К. Применение статистических методов при назначении исходного дебаланса роторов. Динамика гибких роторов. АН СССР. М.: Наука, 1972.

## СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ АГТД. НЕРАЗРУШАЕМОСТЬ КАК МЕРА ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Дефекты изделий, связанные с нарушением целостности, часто трактуются как прочностные.

Ниже показана ограниченность такого подхода на примере проявлений разнородных по признаку несовершенств, которые могут выглядеть как следствия прочностных (параметрических) дефектов и приведено объяснение этому.

Неразрушаемость трактуется как параметрическое свойство и является условием выполнения параметрической работоспособности, что включает два широких значения термина «предельное состояние».

- потеря несущей способности, т. е. способности конструкции выдерживать приложенные нагрузки;
- ухудшение или утрата эксплуатационных качеств в форме выхода параметра за пределы ТУ.

Частично и очень укрупненно объем работы над параметром «прочность» отражен на блок-схеме (рис. 1).

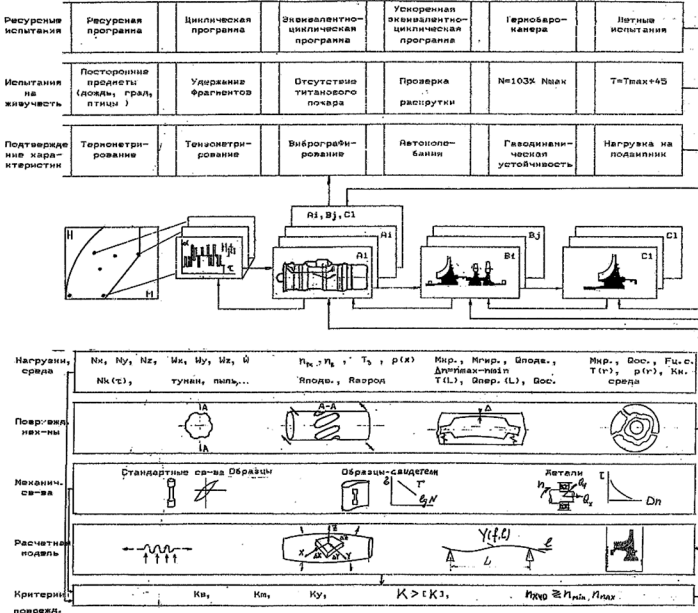


Рис. 1

Результат проектирования — модель, выраженная в форме конструкторской документации, предназначенной для воспроизведения материального объекта с заданными ТУ свойствами на разных стадиях жизненного цикла, удовлетворяющая ОУЭ, нормам, технологии.

Оценка параметрического качества конструкции изделия в целом и его элементов проводится с точки зрения их соответствия ТТЗ, ТУ, условиям применения, нормативным требованиям, условиям применения и эксплуатации, экологическим требованиям и т. д.

Оптимизация проекта опирается в несколько основных препятствий:

- чрезвычайно большой объем оптимизационной задачи;
- неустранимость альтернативы в процессе принятия решения по выбору конструктивного облика, когда вид напряженно-деформированного состояния (оценка прочности) является одним из комплекса часто несопоставимых критериев;
- необходимость изменения целей, критериев, ограничений с учетом промежуточных результатов на последующем шаге конструктивной итерации;
- учет этапности жизненного цикла изделия со сменой моделей поведения на этапах.

По многим параметрам прочности прогноз опирается на картину напряженно-деформированного состояния детали или узла.

За столетнюю историю авиастроения разработаны весьма надежные схемы как расчетного, так и экспериментального определения напряженно-деформированного состояния (НДС) узлов и деталей и надежные системы действий, повышающие неразрушимость. Арсенал этих средств, используемых и разработанных только в Отделе прочности (ОП) ЗиК, насчитывает более 100 наименований, в том числе с применением принципов метода конечных элементов (МКЭ). Эти методики создавались для серийного применения и на них отработывалась прочность узлов и деталей всех изделий ЗиК. С 90-х годов освоили коммерческие пакеты Cosmos, Ansys, Nastran, Samcef, где НДС также определяется с использованием МКЭ. Некоторые пакеты МКЭ совершенствовались с нашим участием, например «Зенит-95», «расчет лопаток».

Необходимо отметить, что коммерческих пакетов на момент разработки наших изделий просто не было, а когда появились, их возможностей было недостаточно для решения части требований нормативной документации, а по некоторым аспектам не вписывались в существующую систему получения результатов от получения исходной информации и поддержания заложенных предпосылок при последующей организации производства и эксплуатации.

Объемы параметрической прочностной отработки по узлам проиллюстрированы блок-схемами отработки виброактивности систем двигателя и прочности трансмиссии (рис. 2 и 3), все этапы которых обеспечены комплексом методик и программ ЗиК, отсутствовавших в коммерческих пакетах.

Тем не менее с разработки пакета Nastran (NASA STRuctural ANalis) методы МКЭ и использование коммерческих пакетов, в которых объединены, как в оболочке, методики для анализа различных аспектов поведения конструкций (не только МКЭ), к настоящему моменту стали стандартом.







Сразу возникли вопросы оценки результатов используемого метода.

Понимание того, что критерии оценки формируются, как и конструктивный облик изделия, вне расчетных схем, пришло позже.

Точность применения МКЭ, как вычислительной процедуры, характеризуется: ошибкой, погрешностью, невязкой, которые зависят от параметров расчетной модели, определяемой числом, и требует интерпретации по результатам применения.

Соответственно, результаты применения МКЭ, в первую очередь, подвергаются проверке на соответствие результата физическому (здравому) смыслу в части:

- выполнения конкретных очевидных условий;
- соблюдения тенденций изменения величин и знаков результатов (монотонность, цикличность, плавность протекания и т. д.);
- правильности размерности результатов;
- невыпадения из результатов-аналогов.

Интерпретация выявляет вероятность ситуации, когда результат:

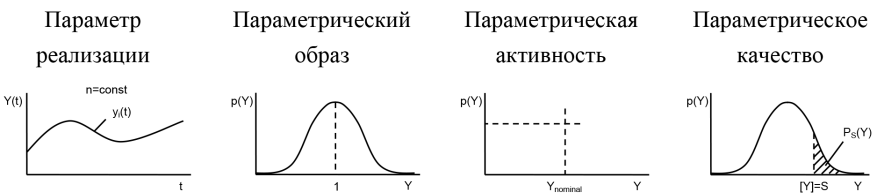
- недостижим;
- абсурден;
- правдоподобен, но неверен;
- правдоподобен, но лежит в плоскости, непересекающейся с условием анализа;
- следует из умозаключений на ложных основаниях.

В свою очередь, для модели-проекта, описываемого документацией, проверяется степень соответствия заданному образцу (в том числе отраженному в ТУ) и адекватностью ТТЗ.

Корректировка точности поведения модели-проекта достигается применением системных подходов, таких как проектная диакоптика; учетом возможного разброса значений конструктивных переменных; компенсацией параметров.

Влияние этапа жизненного цикла изделия выявляется анализом смены вида функций, критериев, моделей на каждом из этапов с учетом уровня конструктивной подробности.

Точность конструкторской модели определяется (описывается) понятием морфологической точности, где точно все, что находится в границах интервала предусмотренного ТЗ, в том числе и отнулевых интервалов  $0 < P < [P]$ ,  $\tau > [\tau]$ . Такому подходу адекватны понятия (термины):



На практике мерой точности проекта является количество и характер дефектов (в том числе параметрических).

Практически работа по устранению дефекта сводится к сферам: правилен ли был прогноз, и если да, то в чем нарушены условия, в которых действовал прогноз. Мы не вводим в рассмотрение «политехничность», составляющую фон этой деятельности, т. е. оставляем за скобками проблему мотивов и неоглашенных целей.

Возвращаясь к объективному содержанию проектирования, отметим, что технический объект или элемент состоит из подобъектов, узлов, деталей, каждая из которых имеет вполне определенную нагрузку в единой цепи функциональных отношений.

В этой цепочке каждая из составляющих технического объекта предназначена для выполнения определенной, необходимой для работы объекта, функции, но одновременно каждая из них, как материальный предмет, является носителем других свойств, не только полезных, но и вредных с точки зрения назначения объекта. При конструировании неизбежно приходится учитывать характер этих побочных свойств, чтобы минимизировать их влияние на результат исполнения частью технического объекта как своей главной функции, так и предназначения изделия в целом. То есть рассматриваемые в проекте функциональные связи отличаются от реализуемых в действительности. При этом объем «ненужных» связей, но реально присущих конструкции таков, что даже исправление одного дефекта достаточно часто влечет за собой появление другого.

В связи со сложностью взаимодействия узлов и с тем, что разные по источнику несовершенства могут иметь одинаковое проявление, истинные причины дефектов часто маскируются.

Это происходит из-за того, что рассматриваемые при проектировании функциональные связи отличаются от реализуемых в действительности.

Отсюда следует, что при элиминировании неточности (погрешности) проекта процесс доводки решает задачу, обратную задаче проектирования в едином процессе создания изделия, где прямой ход — отбор одного из взаимозаменяемых решений по выполняемой функции, обратный ход — виртуальное расширение поля возможных решений, способных реализовывать ту же функцию за счет включения рассматриваемого узла в новую совокупность связей.

Требование единства проектирования и процесса устранения погрешности проекта путем доводки диктует единообразие методических основ на последовательных стадиях создания изделия.

Рассмотрим зафиксированные случаи маскировки под проявление признаков невыполнения требований работоспособности по параметру прочность.

Начнем с особенностей применения электрических измерений неэлектрических величин.

Это вибросостояние, перемещения, частота вращения, напряжения, деформации, частоты колебаний.

На двигателе это системы регулирования, системы мониторинга вибрации, отслеживающие уровень возбуждения, передаваемые двигателем на объект, системы тензометрирования и т. п.

При использовании аппаратуры в закон преобразования механической величины в выходной сигнал вмешиваются нерасчетное поведение элементов:

датчиков, преобразователей, недостаточная помехоустойчивость систем преобразования сигналов к внешним воздействиям.

Неучет этого приводит к ложным суждениям о причинах несоответствий проектных и «наблюдаемых» параметров.

Также рассмотрим:

- Неточности системы замеров.
- Организация замеров.
- Нерасчетные случаи нагружения.
- Нарушения условий применения.
- Влияние технологических факторов.
- Несогласованность подразделений, неучет ограничений, накладываемых смежными подразделениями.
- Несоответствие условий автономных испытаний полноразмерным.
- Смена параметров по этапам жизненного цикла.

В таблицах 1–8 использованы следующие обозначения и сокращения:

T, T1, T2 — транспортные ГТД.

TB, B1, B2 — турбовинтовые и турбовальные ГТД.

TR — турбореактивные ГТД.

BP, BP1 — редукторы.

КСА — коробки самолетных агрегатов.

КЧО — критические числа оборотов.

$k$  — запас прочности.

$[k]$  — нормируемый запас прочности.

$V$  — уровень вибраций.

$[V]$  — нормируемый уровень вибраций.

$A$  — перемещения.

Анализ приведенных случаев и классификация несоответствий проведены при участии сотрудников отдела прочности.

Описываемые в таблицах 1–8 дефекты по изделиям, представленные на рисунках 1–4 Приложения, не исчерпывают всего объема несоответствий, но дают представление о разнообразии решаемых вопросов.

Таблица 1

**Неточности системы замеров**

| № п/п | Изделие | Проявление  | Ложный след               | Причина                                     |
|-------|---------|---|---------------------------|---|
| 1.1   | T-2     | Резкий рост сигнала вибрации на $n_{mk} = 86\%$                   | Погрешность расчета КЧО   | Включение генератора ГС18МО на $N = 14$ кВт |
| 1.2   | ГТДЭ    | Сигнал вибраций соответствовал перемещению консоли на $A = 17$ мм | Прямой замер $A < 0,1$ мм | Помеха от системы зажигания                 |

Продолжение таблицы 1

| № п/п | Изделие | Проявление  | Ложный след  | Причина   |
|-------|---------|---|--|---|
| 1.3   | ТВ      | Раскрытие стыков маслосососов с течью масла                                 | Неплотность стыков                                       | Раскрутка ротора $n_{mk}$ и давления маслосососов из-за ложного сигнала датчика оборотов САУ с нестандартной геометрией |
| 1.4   | ТВ      | Уровень вибраций выше допустимых $V > [V]$                                  | КЧО: потеря работоспособности по вибропараметру          | Перегрев датчика вибраций.<br>Потеря герметичности соединений   |
| 1.5   | ТВ      | Рост уровня вибраций $V \uparrow$ в полете                                  | Потеря работоспособности по вибропараметру               | Переход на более чувствительный датчик МВ-04 вместо МВ-27.<br>Систематическая погрешность в полете +30%                 |
| 1.6   | КСА     | Рост уровня вибраций $V \uparrow$ , $V > [V]$                               | Потеря работоспособности по вибропараметру               | Расширение полосы пропусканию канала по частоте против ТЗ вниз  |
| 1.7   | ВР      | Замеренные сигналы напряжений в зубе $\sigma_v > \sigma_p^{f=400\text{Гц}}$ | Напряжения более $[\sigma]$ . Запасы прочности $k < [k]$ | Наводки системы питания   |

Таблица 2

## Организация замеров

| № п/п | Изделие | Проявление   | Ложный след                                 | Причина  |
|-------|---------|--|---|--|
| 2.1   | ТВ      | $\sigma_{изг}$ вала винта на летающей лаборатории<br>$\sigma_v \gg \sigma_p$ | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Нагружение вала винта системой поддержки кабеля снятия сигнала |
| 2.2   | Т1      | Прогиб вала ТК при статическом нагружении противоположный по знаку силе      |   | Не учтены взаимовлияния систем замера и оснастки               |

## Нерасчетные нагрузки

| № п/п | Изделие | Проявление   | Ложный след   | Причина  |
|-------|---------|--|---|--|
| 3.1   | B2      | Разрыв ротора компрессора в эксплуатации                             | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Масло в роторных полостях  |
| 3.2   | TP      | Разрыв ротора компрессора на автономных испытаниях                   | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Масло в роторных полостях, не проведена адаптация установки для другого ротора   |
| 3.3   | TP1     | Разрушение трубопровода  | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Пульсации насоса выше среднестатистических   |
| 3.4   | B2      | Разрушение диска свободной турбины                                   | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | «Свисток» в уплотнении   |
| 3.5   | BP1     | Трещина корпуса  | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Дисбалансные силы объектового вала; жесткий монтаж при отрицательных температурах  |
| 3.6   | КСА     | Трещины с потерей герметичности корпуса                              | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Автоколебательный режим предохранительного клапана   |
| 3.7   | TP      | Обрыв рабочих лопаток компрессора и разрушение диска 1-й ступени     | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Выпадение фиксирующего штифта лопатки ВНА  |
| 3.8   | ТВ      | Отрыв замкового выступа компрессора                                  | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Выпадение фиксирующего штифта лопатки направляющего аппарата   |
| 3.9   | T1      | Раскрутка турбины каскада низкого давления с последующим разрушением | Неправильно рассчитано шлицевое соединение ротора турбины | Перекас шлицевого соединения вследствие взаимного смещения опор ротора из-за усадки корпусов в условиях рабочих нагревов |
| 3.10  | T1      | Разрушение рабочих лопаток свободной турбины                         | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$               | Раскрутка свободной турбины объектом при движении под гору   |

Таблица 4

## Нарушения условий применения

| № п/п | Изделие | Проявление  | Ложный след                                 | Причина  |
|-------|---------|---|---|--|
| 4.1   | ГТДЭ    | Трещины на стойках компрессора в составе силовой установки на Су-27 | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Вибраций в месте установки ГТДЭ $9g \gg [2g]$  |
| 4.2   | T1      | Выламывание подвески  | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Недостаток зазора между деформируемыми элементами объекта и двигателем при эксплуатации в каменистой местности с перепадами высот, имитаций ударной волны ядерного взрыва, рикошета снаряда от крышки двигательного отсека |

Таблица 5

## Влияние технологических факторов

| № п/п | Изделие | Проявление   | Ложный след                                 | Причина   |
|-------|---------|--|---|---|
| 5.1   | ТР      | Трещины трубопроводов топливного коллектора                                    | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Реальный предел выносливости $> \frac{1}{3}$ от проектного: $\sigma_{-1} < 5 \text{ кгс/мм}^2$ вместо $14 \div 18 \text{ кгс/мм}^2$ $k_v \rightarrow 1$ |
| 5.2   | ТР      | $P_{разр} \approx 0,4 P_{эспл}$ при статических испытаниях корпусов II контура | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Утонение оболочки до 0,1 мм в районе фланца   |
| 5.3   | ТР      | Разрушение трубок сопла ОВТ  | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Нарушение расположения мест подкреплений  |
| 5.4   | T1      | Растрескивание корпуса опоры крыльчатки на сдачных испытаниях                  | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Остаточные напряжения после термообработки  |

| № п/п | Изделие | Проявление  | Ложный след                                 | Причина   |
|-------|---------|---|---|---|
| 5.5   | ТР      | Растрескивание стоек опор корпуса компрессора               | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Остаточные напряжения после сварки                                |
| 5.6   | ТР      | Трещины на диске РК1 вентилятора на сдаточных испытаниях    | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Остаточные напряжения после изготовления конкретным изготовителем |
| 5.7   | ТР      | Вытяжка вала компрессора после сдаточных испытаний          | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Отсутствие термообработки   |
| 5.8   | В2      | Разрушение барабана компрессора по сварке при $n < n_{max}$ | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Потеря навыка изготовления  |
| 5.9   | ГТДЭ    | Обрыв кабеля свечи зажигания                                | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$ | Отсутствие проверки гайки, явление «хула-хуп» гайки на кабеле     |

Таблица 6

**Несогласованность подразделений, неучет ограничений, накладываемых смежными подразделениями**

| № п/п | Изделие | Проявление  | Ложный след                                     | Причина   |
|-------|---------|---|---|---|
| 6.1   | Т1      | Разрушение рабочих лопаток свободной турбины по всем районам эксплуатации | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$     | Нефиксируемый разгон ротора СТ до $n_{cm} = 140\%$ до 3 раз при откладке САУ при сдаче двигателя      |
| 6.2   | ТВ2     | Перерезание ротора при касании о корпус                                   | Запасы прочности ниже нормируемых $k < [k]$     | Работа при отладке САУ в зоне КЧО   |
| 6.3   | ГТДЭ    | Потеря формы ротором ТК при горячих автономных технологических разгонах   | Погрешность расчета КЧО                         | Использование в установке двигательных упругих элементов в опорах, а не рекомендованных для установки |
| 6.4   | ТВ      | Разрушение диска ТК   | Запасы прочности ниже нормируемых $k_N < [k_N]$ | Наработка на ремонтном диске N+900 циклов, вместо прогнозируемых как безопасные N+300 циклов          |



| № п/п | Изделие | Проявление  | Ложный след             | Причина  |
|-------|---------|---|-------------------------|--|
| 6.5   | ТВВ     | Проявление КЧО соединительной рессоры в сборе с упругой муфтой на объекте | Погрешность расчета КЧО | Объектовое соединение не проверено на стенде и не отработано расчетно, так как ориентировали на повторение стендовой конструкции                                   |
| 6.6   | T2      | Касание ротора о статор<br>на $n_{mk} = n_{mk\ const}$                    | Погрешность расчета КЧО | Потеря затяжки и жесткости ротора вследствие разогрева стяжного пустотелого болта закомпрессорным воздухом при исключении из конструкции заглушки (см. рис. 6 (а)) |

Таблица 7

## Несоответствие условий автономных испытаний полноразмерным

| № п/п | Изделие | Проявление   | Ложный след                                     | Причина  |
|-------|---------|--|---|--|
| 7.1   | ТР      | Уровень переменных напряжений $\sigma_v$ рабочих лопаток компрессора выше допустимого $[\sigma]$       | Запасы прочности $k < [k]$                      | Испытания без наддува $\bar{p}_{пр\ исп} > \bar{p}_{двиг}$ . Выход за границы приведенных оборотов |
| 7.2   | ТР2     | Достигнутое количество циклов при испытаниях менее прогнозируемых до разрушения для ротора вентилятора | Запасы прочности ниже нормируемых $k_N < [k_N]$ | $T_{исп} \geq 300^\circ\text{C}$ по оценке условий диффузии свинца при испытаниях на установке     |
| 7.3   | ТВ      | Свечение люминофора на ЗЦК   | Запасы прочности $k_b < [k_b]$                  | $T_{исп} \geq T_{раб}$   |
| 7.4   | T1      | Потеря формы ротором ТК на установке при работоспособности в двигателе                                 | Погрешность расчета КЧО                         | $T_{исп} \neq T_{раб}$ . Потеря жесткости соединения по посадке                                    |

| № п/п | Изделие | Проявление  | Ложный след             | Причина  |
|-------|---------|---|-------------------------|--|
| 7.5   | ТР      | Касание ротора о статор на $n_k = n_{const}$ на автономных испытаниях | Погрешность расчета КЧО | Увеличение статического изгибающего момента на корпус, отсутствующего на двигателе, в зависимости от оборотов. Эффект не парирован вследствие технологического нарушения по закреплению выхлопной трубы (см. рис. 6 (б)) |

Таблица 8

## Смена параметров по этапам жизненного цикла

| № п/п | Изделие | Проявление                            | Ложный след                   | Причина   |
|-------|---------|---------------------------------------|-------------------------------|---|
| 8.1   | ТР      | Дефект РЛ турбины компрессора         | Погрешность расчета прочности | Расхождение расчетной и рабочей температур. Изменение распределения температур по перу лопаток после переборок (см. рис. 7) |
| 8.2   | В2      | Вытяжка заднего лабиринта компрессора | Погрешность расчета прочности | Расхождение расчетной и рабочей температур  |
| 8.3   | ВР      | Повреждение шестерен                  | Погрешность расчета прочности | Количество переменных режимов $N = 24 \div 28/\text{час}$ вместо $N \approx 3/\text{час}$                                   |
| 8.4   | В2      | Дефект горячей части                  | Погрешность расчета прочности | Количество переменных режимов $N = 24 \div 28/\text{час}$ вместо $N \approx 3/\text{час}$                                   |

**Выводы**

1. Требование единства проектирования и процесса устранения погрешности путем доводки диктует единообразие методических основ на последовательных стадиях создания изделия. Эти основы должны быть прежде всего согласованы в деятельности коллективов перспективного проектирования

и надежности, как системообразующих для развития предприятия-разработчика.

2. Расчет, даже эффектно оформленный, не приводит к качественному улучшению изделия — оно может быть только результатом творческого осмысления проблемы. Прогноз НДС в местах градиентов становится более точным МКЭ, если:

- исходные данные сохраняются на всех стадиях жизненного цикла;
- модели поведения не претерпевают изменения на стадиях жизненного цикла;
- пользователь владеет принципами и методами реализации МКЭ;
- интерпретатор результатов владеет методами выявления формальных и практических ошибок.

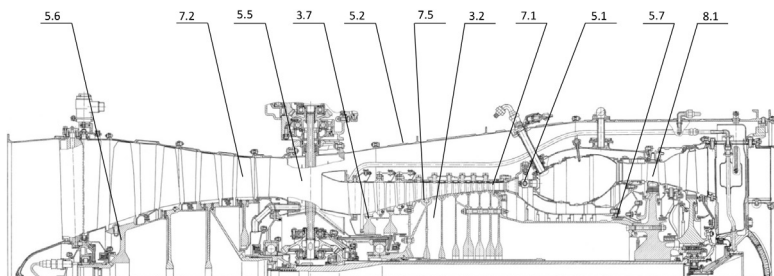


Рис. 4. Турбореактивные ГТД

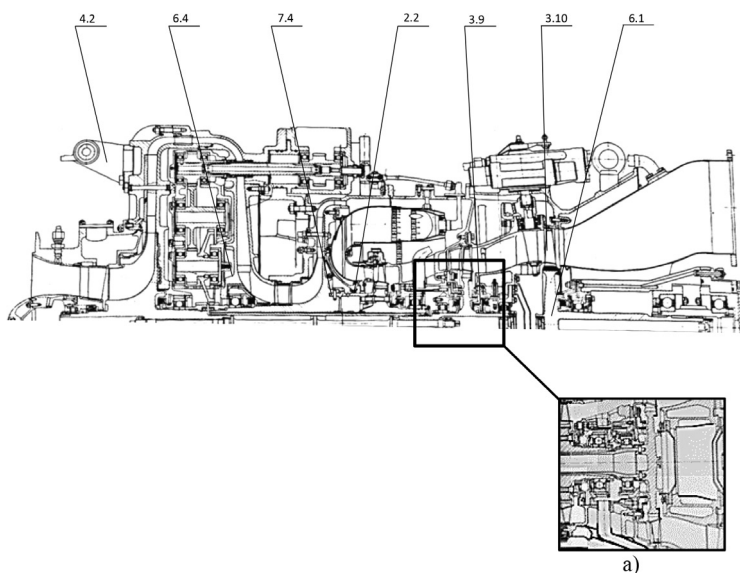
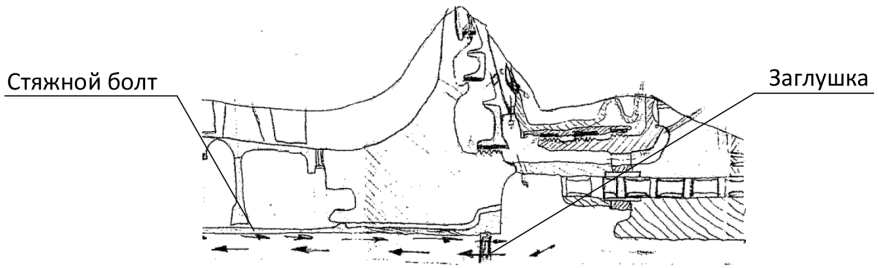
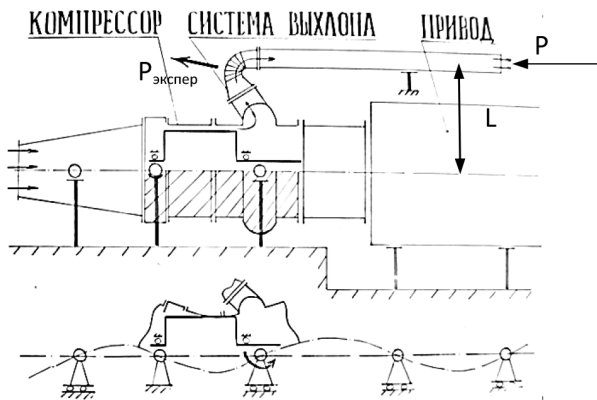


Рис. 5. Транспортные ГТД. Конструкция после проведенных мероприятий (а)

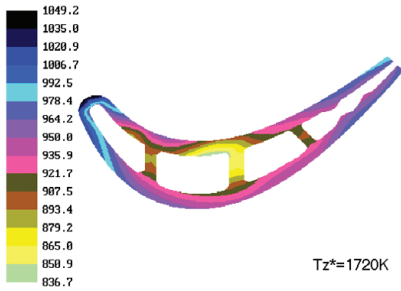


а)

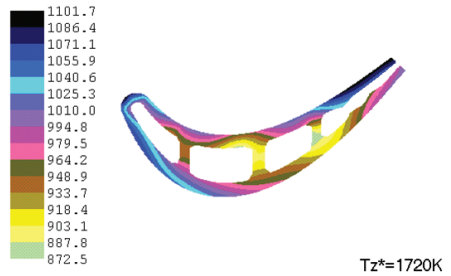


б)

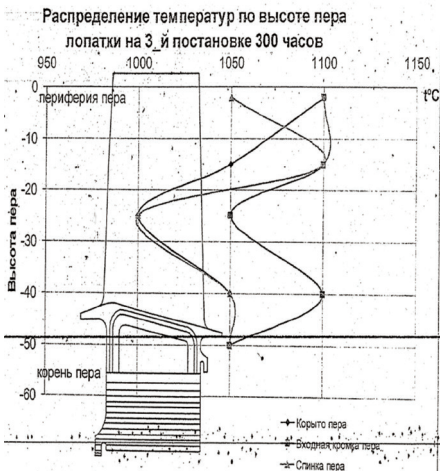
Рис. 6. Случай по п. 6.6 (а) и п. 7.5 (б)



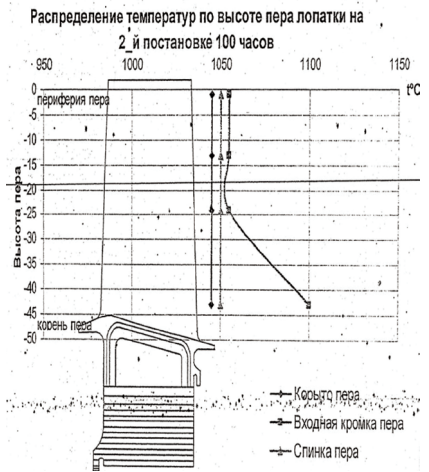
а)



б)



в)



г)

Рис. 7. Изменение рабочей температуры лопатки: прогнозируемое (а), реальное (б), при переборке (г), (д)

УДК 621.452

*С.А. Конашков, Е.В. Рабец*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург  
konashkoff@mail.ru*

## **ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ ПРОТИВОПОМПАЖНОЙ ЗАЩИТЫ ДВИГАТЕЛЯ ТВ7-117В**

В статье рассмотрены результаты стендовых испытаний системы противопомпажной защиты турбовального двигателя со свободной турбиной ТВ7-117В, предназначенного для вертолета Ми-38-2.

Помпаж (режим потери газодинамической устойчивости) — это нарушение работоспособности компрессора, приводящее к уменьшению его напорности и расходных характеристик более чем на 40–50% при практически постоянной частоте вращения ротора компрессора с последующим самопроизвольным уменьшением частоты вращения [1]. Он проявляется в виде неустойчивой работы компрессора — периодических и резких колебаний давления, скорости и расхода. Давление, развиваемое компрессором, обычно падает, значительно возрастает температура в камере сгорания и на входе в компрессор.

Помпажные явления в ГТД возникают при приближении рабочей линии (линии совместной работы турбины и компрессора) к границе неустойчивой работы. Повышение рабочей линии возможно по следующим причинам:

- повышенные избытки топлива на приемистости;
- раскрытие направляющих аппаратов компрессора;
- износ или загрязнение компрессора;
- резкое возрастание температуры воздуха на входе в компрессор;
- подклинивание ротора турбокомпрессора;
- другие явления, связанные с повышением расхода топлива или изменением геометрии компрессора.

Сигнализация наличия помпажа осуществляется по изменению давления воздуха в тракте компрессора (при использовании датчиков статического давления) или по изменению скоростного напора воздуха в тракте компрессора (при использовании датчика перепада давлений). Другие диагностические признаки (температура газов, частота вращения ротора компрессора и др.) используются реже из-за инерционности измеряемых параметров или средств измерения.

С начала 80-х годов системы противопомпажной защиты активно вводятся в конструкцию систем автоматического управления авиационных двигателей.

Вместе с тем ни один российский вертолет до настоящего времени не был оборудован штатной (серийной) системой помпажной защиты.

С 2009 года АО «Климов» выполняло разработку перспективного двигателя ТВ7-117В, предназначенного для силовой установки вертолета Ми-38-2. Двигатель ТВ7-117В является модификацией турбовинтового двигателя ТВ7-117С (СМ), предназначенного для самолета местных воздушных линий Ил-114. В соответствии с Техническим заданием двигатель ТВ7-117В должен был иметь систему ППЗ.

Система ППЗ двигателя реализована на базе электронного регулятора двигателя БАРК-6В (блок автоматического управления и контроля), диагностика помпажа ведется по информации от датчика давления воздуха за компрессором и датчиков измерения температуры газов за турбиной компрессора. В качестве исполнительных механизмов системы используются штатные устройства управления расходом топлива и элементами механизации компрессора, подключенные к БАРК.

Система ППЗ работает по величине  $\delta p_k$  — отношению пульсационной составляющей давления воздуха за компрессором ( $p_{\text{пульс}}$ ) к среднему значению давления воздуха за компрессором ( $p_{\text{кр. ср.}}$ ). Для обеспечения помехоустойчивости алгоритма диагностирования помпажа дополнительно ведется оценка скорости изменения температуры газов.

Контур ППЗ вырабатывает команды на ликвидацию помпажа при достижении заданных значений  $\delta p_k$  и  $dT_v/dt$ , при этом:

- включается система зажигания;
- с максимальным темпом снижается расход топлива в камеру сгорания и «прикрываются» направляющие аппараты компрессора (НАК);
- подается команда на открытие клапана перепуска воздуха (КПВ).

При отказе электронной части системы управления осуществляется диагностирование помпажа и выдача сигнализации экипажу. Функция сохраняется при всех отказах САУ, не связанных с отказами датчика  $p_k$  и вычислительной части электронного регулятора.

Система противопомпажной защиты двигателя ТВ7-117В алгоритмически соответствует подобной системе базового двигателя ТВ7-117С (за исключением использования оценки скорости изменения температуры газов, которая в ППЗ двигателя ТВ7-117С не производилась).

Аппаратно данные системы отличаются:

Таблица 1

| Элемент системы                         | Двигатель ТВ7-117С  | Двигатель ТВ7-117В  |
|---|---|---|
| Датчик давления воздуха за компрессором | Система измерений давления ИСИД-65 (АО «Техприбор», г. Санкт-Петербург) | Датчик давления РАПРИЗ (ООО «Сенсор», г. Москва)  |
| Электронный регулятор                   | Регулятор электронный двигателя РЭД-65 (АО «ОДК-СТАР», г. Пермь)        | Блок автоматического регулирования и контроля БАРК-6В (АО «Климов», г. Санкт-Петербург) |

| Элемент системы  | Двигатель ТВ7-117С                              | Двигатель ТВ7-117В   |
|--|---|--|
| Исполнительный механизм по управлению расходом топлива                           | Насос-регулятор НР-65 (АО «ОДК-СТАР», г. Пермь) | Агрегат дозирования топлива АДТ-157В (ОАО «Темп» им. Ф. Короткова / ОАО «МПО им. И. Румянцева», г. Москва)                               |
| Исполнительный механизм по управлению направляющими аппаратами компрессора       | Насос-регулятор НР-65 (АО «ОДК-СТАР», г. Пермь) | Агрегат управления направляющими аппаратами компрессора АУНАК-157Б (ОАО «Темп» им. Ф. Короткова / ОАО «МПО им. И. Румянцева», г. Москва) |
| Исполнительный механизм по управлению клапанами перепуска воздуха из компрессора | Насос-регулятор НР-65 (АО «ОДК-СТАР», г. Пермь) | Агрегат управления клапанами перепуска воздуха АУКПВ-157В (ОАО «Темп» им. Ф. Короткова / ОАО «МПО им. И. Румянцева», г. Москва)          |

Элементы проточной части и механизации компрессора, влияющие на запасы газодинамической устойчивости и работу ППЗ для двигателей ТВ7-117С и ТВ7-117В идентичны. Располагаемые запасы газодинамической устойчивости двигателей ТВ7-117С и ТВ7-117В идентичны.

Система ППЗ базового двигателя ТВ-117С прошла с положительным результатом большой объем специальных испытаний:

- при испытаниях двигателя на гидротормозном стенде с установкой для снижения ГДУ методом подачи воздуха в камеру сгорания [2];
- при испытаниях газогенератора двигателя на стенде с имитацией высотных условий максимальной высоты крейсерского полета и с установкой для снижения ГДУ методом подачи воздуха в камеру сгорания [3];
- при испытаниях двигателя в составе летающей лаборатории Ил-76 (ЛЛ) [4];
- при наземных и летных испытаниях в составе самолета Ил-114 [5].

Результаты испытаний [6]:

1. В ходе испытаний подтверждена эффективность системы противопомпажной защиты по выявлению помпажа на различных режимах работы двигателя, включая взлетный режим и режим малого газа. ППЗ выявляет помпаж на установившихся и переходных режимах, осуществляет ликвидацию помпажа и вывод двигателя на режим работы, заданный рычагом управления двигателем.
2. Величина  $\delta p_k$  при потере газодинамической устойчивости составляла более 0,26–0,36 в диапазоне частот 5–10 Гц. В проверенных условиях максимальное значение  $\delta p_k$  без потери газодинамической устойчивости составило: на установившихся режимах  $\delta p_k \leq 0,04$ , на переменных режимах



$\delta p_k \leq 0,08$ . Форма потери газодинамической устойчивости — помпаж, случаев вращающегося срыва зафиксировано не было.

С учетом идентичности проточной части двигателей ТВ7-117С и ТВ7-117В и близости конструкций их систем ППЗ было принято решение о проведении в рамках сертификации двигателя ТВ7-117В испытаний системы ППЗ в сокращенном объеме. Задачи проверки:

- оценка эффективности ППЗ в проверенном диапазоне режимов работы двигателя и внешних условий;
- оценка соответствия результатов проверки ППЗ ТВ7-117В и проверок ППЗ базового двигателя в проверенном диапазоне;
- оценка возможности распространения результатов проверки ППЗ базового двигателя на сертифицируемый.

Для введения двигателя в помпаж использована отработанная в ЦИАМ методика, подтвердившая свою эффективность на целом ряде двигателей.

Испытания проводились в боксе гидротормозного стенда № 18 АО «Климов», предназначенного для испытаний турбовальных АГТД мощностью до 4 000 л. с. Специально для испытаний ППЗ данный бокс был дооборудован системой впрыска топлива в камеру сгорания двигателя, предоставленной ЦИАМ. Испытания проводились с участием представителей ЦИАМ.

Система впрыска топлива в камеру сгорания двигателя, состоящая из наддуваемого воздухом топливного бака и быстродействующих клапанов, была смонтирована в непосредственной близости от двигателя. Пульт управления системой впрыска топлива с задатчиком времени срабатывания ( $t = 0,1 \dots 1$  с) был установлен на пульте стенда.

Для оценки эффективности ППЗ в процессе испытаний регистрировались:

- частота вращения ротора турбокомпрессора  $n_{тк}$ ;
- частота вращения свободной турбины  $n_{ст}$ ;
- давление воздуха за компрессором  $p_k$ ;
- давление воздуха за осевой частью компрессора  $p_{ок}$ ;
- температура газов за турбиной компрессора  $t_t$ ;
- давление топлива в первом коллекторе топливных форсунок  $p_{т1}$ ;
- давление топлива в втором коллекторе топливных форсунок  $p_{т2}$ ;
- положение рычага управления двигателем  $\alpha_{руль}$ ;
- положение дозирующей топливной иглы в агрегате АДТ-157  $\alpha_{дл}$ ;
- положение направляющих аппаратов компрессора  $\alpha_{нак}$ ;
- сигналы «Помпаж», «КПВ», «Зажигание»;

Параметры  $p_k$ ,  $p_{т1}$ ,  $p_{т2к}$  регистрировались с частотой 200 Гц с помощью системы «МИГ».

В процессе проведения испытаний [7] осуществлялась проверка надежности регистрации системой помпажной защиты неустойчивых процессов в условиях  $H = 0$ ,  $M = 0$  с выдачей сигнала «Помпаж» и последующей их ликвидацией и автоматическим восстановлением исходного режима. Испытания проводились на установившихся («ПМГ», «КР» и «0,4 МП») и переходных режимах (приместность «ПМГ-Взлет» и сброс «Взлет-ПМГ»).

Получение неустойчивых режимов осуществлялось путем кратковременно-го впрыска ( $t_{вбз} \leq 1$  с) дополнительного количества топлива с избыточным давле-

нием во второй коллектор топливных форсунок. При таком способе получения неустойчивых режимов существенно возрастает температура газов. Это обстоятельство ограничивает возможности данного способа при работе двигателя на высоких режимах, когда запас по предельной температуре газов незначителен относительно исходной температуры газа. При работе двигателя на крейсерском режиме, где запасы газодинамической устойчивости (ГДУ) двигателя ТВ7-117В достаточно высокие, для получения неустойчивой работы пришлось увеличить давление впрыска до величины  $65 \text{ кг/см}^2$  и дополнительно изменить программу управления направляющими аппаратами компрессора — раскрыть ее на  $8^\circ$ , понизив таким образом запасы ГДУ.

Указанные мероприятия позволили получить неустойчивую работу двигателя со срабатыванием ППЗ, однако при этом была превышена предельная температура газа и двигатель был остановлен стендовой системой защиты по предельной температуре газа. В связи с этим обстоятельством от получения неустойчивой работы на режиме «Взлет» отказались.

Во всех случаях потеря газодинамической устойчивости проявлялась в виде помпажных колебаний без перехода компрессора в режим вращающегося срыва.

Из анализа полученных результатов следует [7], что система помпажной защиты обеспечила надежную регистрацию с контролем длительности процессов потери газодинамической устойчивости и успешную их ликвидацию с автоматическим восстановлением исходного режима работы двигателя на установившихся режимах и с увеличением времени приемистости на переходных режимах.

Время задержки выдачи сигнала «помпаж» на исполнительные органы ППЗ относительно момента начала потери газодинамической устойчивости составляло  $t_{\text{выд}} \leq 0,14 \text{ с}$ . Время ликвидации срывного процесса и время восстановления исходного режима работы двигателя составляли соответственно:

- на установившихся режимах  $t_{\text{лик}} = 0,08 \dots 0,16 \text{ с}$ ,  $t_{\text{исх.реж}} \leq 2,8 \dots 3,4 \text{ с}$ ;
- на переходных режимах «ПМГ-Взлет», «Взлет-ПМГ»  $t_{\text{лик}} = 0,15 \dots 0,21 \text{ с}$ ,  $t_{\text{исх.реж}} \leq 2,4 \dots 3 \text{ с}$ .

На исследованных режимах работы двигателя, как отмечено выше, потеря газодинамической устойчивости проявлялась в виде помпажей:

- на режиме ПМГ с параметрами  $f_{\text{помп}} \sim 6 \dots 8 \text{ Гц}$  и  $\delta p_{\text{к}} \sim 0,54 \dots 0,61$ ;
- на режиме КР с параметрами  $f_{\text{помп}} \sim 6 \text{ Гц}$  и  $\delta p_{\text{к}} \sim 0,55$ ;
- на режиме 0,4 МП (рис. 1) с параметрами  $f_{\text{помп}} \sim 7 \text{ Гц}$  и  $\delta p_{\text{к}} \sim 0,51$ ;
- в процессе приемистости (рис. 2) с параметрами  $f_{\text{помп}} \sim 8 \dots 9 \text{ Гц}$  и  $\delta p_{\text{к}} \sim 0,49 \dots 0,57$ ;
- в процессе сброса с параметрами  $f_{\text{помп}} \sim 8 \text{ Гц}$  и  $\delta p_{\text{к}} \sim 0,54$ .

Значения параметра  $\delta p_{\text{к}}$  на установившихся режимах  $\leq 0,05$ .

Полученные результаты испытаний ППЗ двигателя ТВ7-117В полностью совпадают с аналогичными результатами испытаний ППЗ двигателя ТВ7-117С.

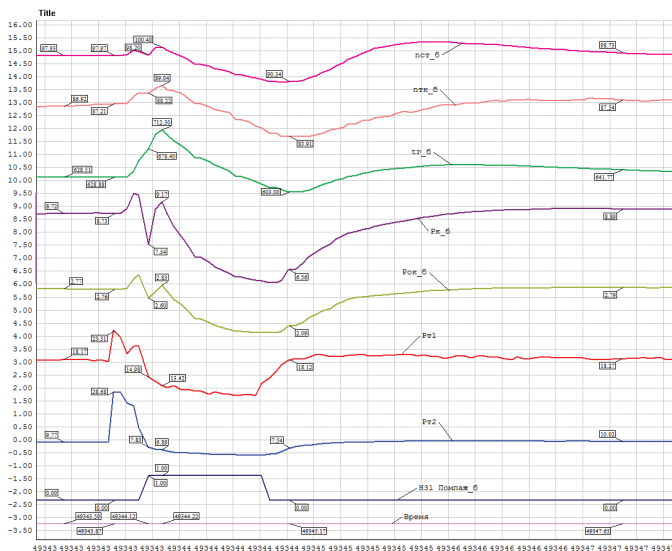
Для оценки работоспособности ППЗ на переходных режимах в диапазонах «ПМГ-Взлет» и «Взлет-ПМГ» были выполнены штатная приемистость и сброс, при этом время приемистости составило  $t_{\text{пр}} = 6 \text{ с}$ , время сброса —  $t_{\text{сб}} = 5 \text{ с}$ . Затем на этих же режимах были получены неустойчивые процессы — время приемистости составило  $t_{\text{пр}} = 8 \text{ с}$ , время сброса  $t_{\text{сб}} = 4 \text{ с}$ .

За время проведения испытаний ложных срабатываний системы помпажной защиты не зафиксировано.

В процессе испытаний была также оценена возможность самостоятельно выхода двигателя из срывного режима (с отключенными исполнительными органами системы защиты). Испытания проводились при работе на режиме 0,4 МП на основной САУ (ОС) и на резервной САУ (РС). Во всех случаях вызванный помпаж двигателя устранялся самостоятельно без включения ППЗ. Эти факты связаны с достаточно высокими запасами ГДУ двигателя ТВ7-117В а также со следующими особенностями проведения испытаний и конструкции САУ:

- дополнительное топливо, впрыскиваемое во второй коллектор топливных форсунок, на начальном этапе процесса приводило к резкому росту частоты вращения турбокомпрессора и температуры газов относительно программ регулирования. В результате этого при работе на ОС БАРК выдавал команду на резкое снижение расхода топлива, практически аналогичное такому снижению при работе ППЗ;
- управление направляющими аппаратами компрессора и клапанами перепуска воздуха при работе РС осуществляется по величине давления воздуха за компрессором. В результате этого при помпажах, имевших место при работе РС, из-за провала давления воздуха за компрессором направляющие аппараты компрессора прикрывались, а КПВ открывались, что облегчало выход двигателя из помпажа.

Таким образом, конструкция САУ двигателя обеспечивает выполнение части мероприятий ППЗ даже при отключенной системе, и на проверенных режимах при данном способе проведения испытаний этого оказалось достаточно для ликвидации помпажа. Время прекращения помпажа для режимов с отключенной ППЗ было несколько большим ( $t_{лик} = 0,2...0,23$  с), чем для режимов с работающей ППЗ.



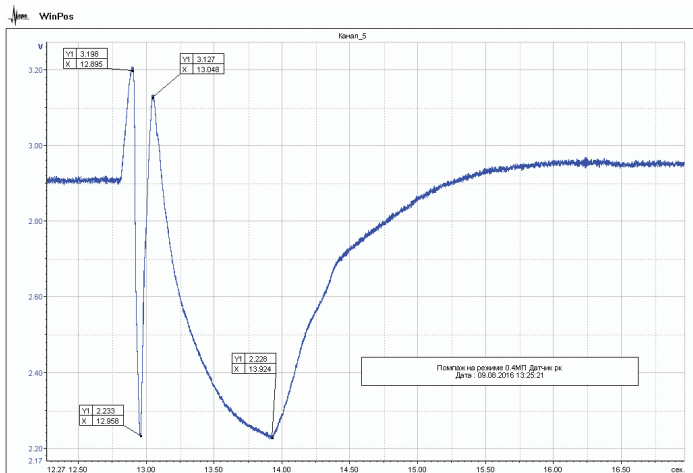
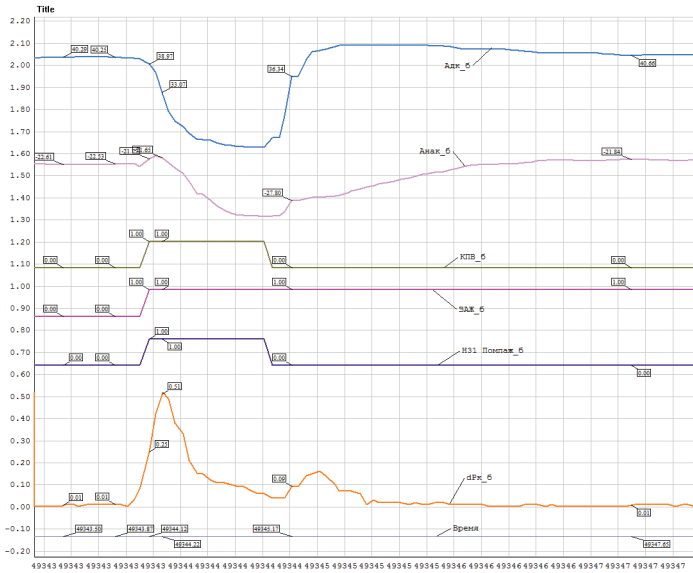
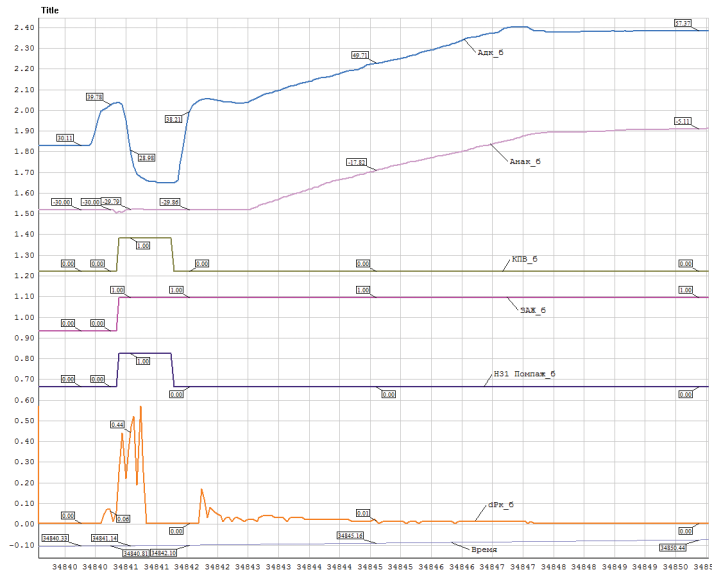
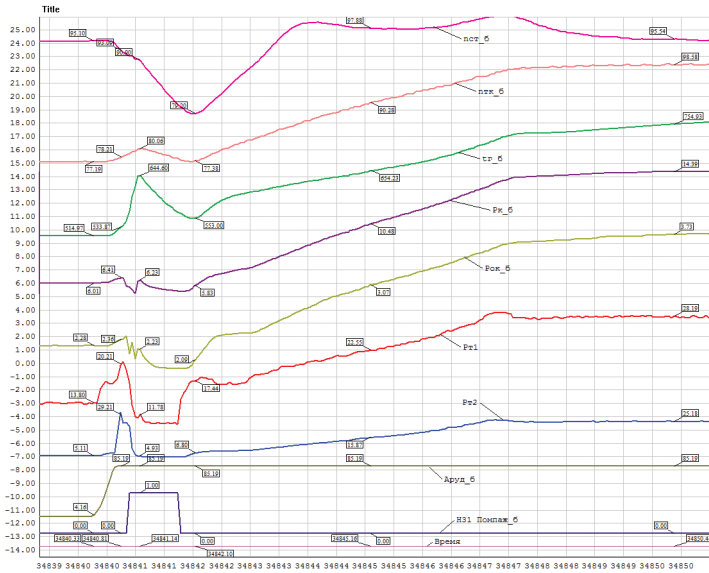


Рис. 1. Параметры двигателя при помпаже на режиме 0,4 МПа



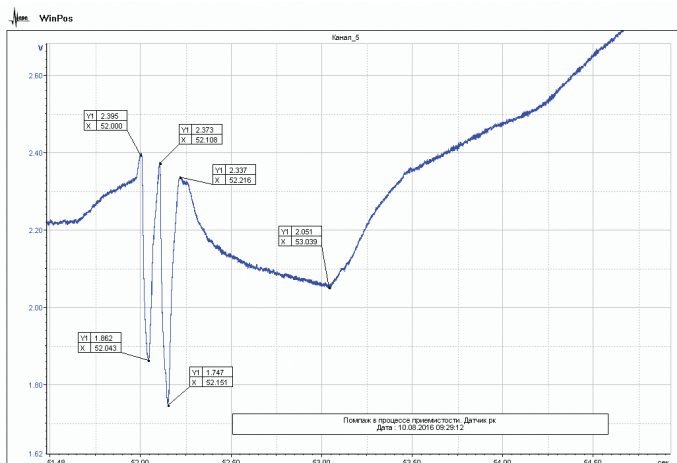


Рис. 2. Параметры двигателя при помпаже в процессе приемности

## Выводы

1. Система противопомпажной защиты (ППЗ) двигателя ТВ7-117В во всех проверенных условиях на установившихся и переходных режимах работы подтвердила свою эффективность: обеспечила регистрацию потери ГДУ (помпаж) с контролем длительности процессов, ликвидацию неустойчивости и автоматическое восстановление исходного режима.
2. Полученные результаты испытаний ППЗ двигателя ТВ7-117В полностью совпадают с аналогичными результатами испытаний ППЗ двигателя ТВ7-117С, что позволяет сделать вывод об идентичности работы этих систем, несмотря на аппаратные различия между ними.
3. Конструкция САУ двигателя ТВ7-117В даже при отключенной (отказавшей) системе ППЗ обеспечивает при возникновении помпажа выполнение части мероприятий ППЗ.
4. Методика ЦИАМ по получению неустойчивых режимов компрессора за счет кратковременного впрыска дополнительного количества топлива в камеру сгорания двигателя позволяет эффективно осуществлять проверку ППЗ в широком диапазоне установившихся и переменных режимов с ограничением, связанным с превышением предельной температуры газов на повышенных режимах работы двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ОСТ 1 00932-88 «Сигнализация возникновения помпажа авиационных ГТД».
2. Технический отчет «Проверка защиты двигателя при помпаже» № 065.00.0100ДО2.83.
3. Технический отчет «По проверке работоспособности и эффективности защиты двигателя при помпаже при стендовых испытаниях с имитацией максимальной высоты крейсерского полета» № 065.00.0100ДО2.83.1.

4. Техническая справка «Проверка системы противопожарной защиты двигателя ТВ7-117С при испытаниях в составе летающей лаборатории» № 065.608.108ТС.
5. Акт «По результатам наземных и летных испытаний двигателей ТВ7-117С № 653048 и № 653046» № 065.608.170ТА.
6. Заключение ЦИАМ об эффективности противопожарной системы двигателя ТВ7-117С.
7. Отчет о научно-исследовательской работе «Экспериментальное исследование работоспособности и эффективности системы помпажной защиты (ППЗ) двигателя ТВ7-117В.

УДК 629.7.017

*А.Н. Зеленин, Д.С. Легконогих*

*АО «Климов», г. Санкт-Петербург,*

*ВУНЦ ВВС «ВВА им. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж*

*z-designer@yandex.ru*

## **СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ОТКАЗОУСТОЙЧИВОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ АВИАЦИОННОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫМИ НАСОСАМИ**

В статье предложена структурная схема топливной системы авиационной двухдвигательной силовой установки с электроприводными топливными насосами низкого и высокого давления. Рассмотрены случаи компенсации отказов электроприводных топливных насосов путем подачи топлива из топливной системы исправного двигателя в топливную систему неисправного.

### **Введение**

Одним из наиболее перспективных направлений в развитии авиационного двигателестроения является замена механического привода топливных насосов на электрический. Применение электрического привода (на базе бесконтактных электродвигателей) позволяет с высокой точностью регулировать расход подаваемого топлива в камеру сгорания и при этом отказаться от сложной и дорогостоящей гидромеханической автоматики, перепускных клапанов, дозирующих устройств. В эксплуатации это приведет к снижению подогрева топлива, потребляемой насосами мощности и в целом к существенному повышению экономичности авиационного газотурбинного двигателя (ГТД), его надежности, а также к снижению массы двигателя и стоимости его эксплуатации [1].

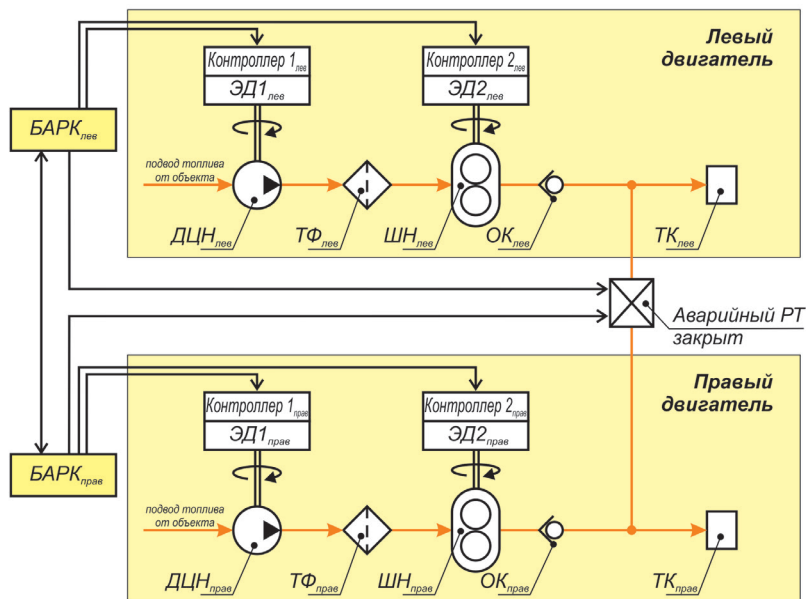
Основная проблема эксплуатации систем топливопитания авиационных ГТД состоит в предотвращении появления отказов ее элементов, приводящих к прекращению подачи топлива в двигатель. Для систем с электроприводными насосами эта проблема особенно актуальна, так как в ней появляются электроприводные насосы, которые могут снизить общую надежность системы [2].

Необходимая отказоустойчивость топливной системы с электроприводными насосами может быть достигнута структурным построением систем, выбором типа насосов и их характеристик, высокой надежностью электроприводов [3]. В данной статье будет рассматриваться структурный способ повышения надежности.

## Основная часть

Силовые установки большинства российских летательных аппаратов (ЛА) состоят как минимум из двух авиационных ГТД. При отказе одного двигателя ЛА может продолжить полет или совершить вынужденную посадку на другом работающем двигателе. При этом авиационные ГТД независимы друг от друга и имеют отдельные топливные системы.

Применение электроприводных насосов авиационных ГТД позволяет осуществить резервирования топливной системы силовой установки ЛА путем перераспределения топлива между двумя авиационными ГТД. Предлагаемая структурная схема отказоустойчивой топливной системы силовой установки представлена на рисунке 1.



**Рис. 1.** Структурная схема отказоустойчивой топливной системы авиационной силовой установки при штатной работе ее элементов (ДЦН — подкачивающий центробежный насос, ТФ — топливный фильтр, ШН — шестеренный насос, ОК — обратный клапан, ТК — топливный коллектор, РТ — распределитель топлива, ЭД1 — электродвигатель управления ДЦН, ЭД2 — электродвигатель управления ШН, БАРК — цифровой блок автоматического регулирования и контроля)



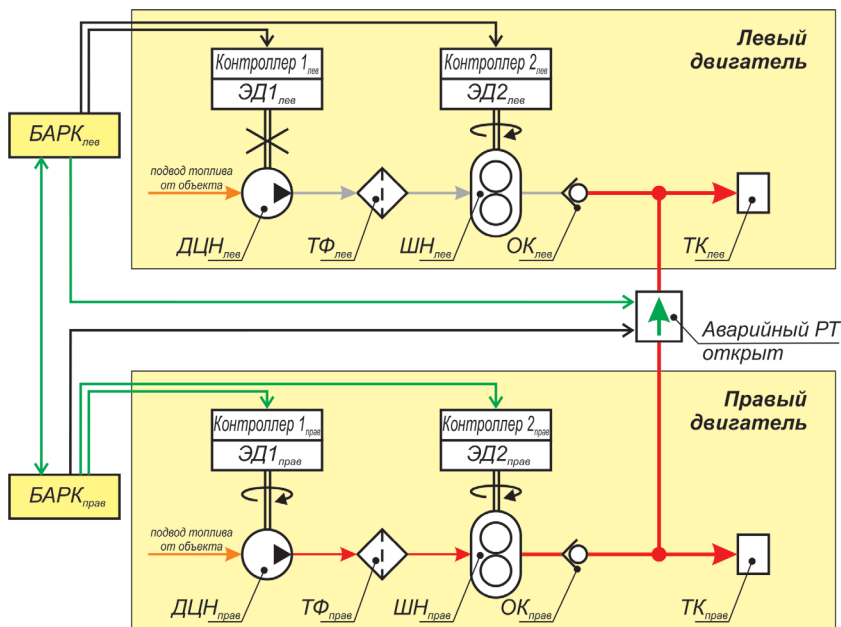
Рассматриваемая силовая установка ЛА состоит из двух (левого и правого) авиационных ГТД. Элементы левого двигателя обозначим индексом «лев» правого — «прав». Двигатели одинаковые (состоят из одних и тех же элементов). Топливная система каждого двигателя подразделяется на систему низкого давления, в которую входят: ДЦН — подкачивающий центробежный насос, ТФ — топливный фильтр и ЭД1 — электродвигатель управления ДЦН, и систему высокого давления, в которую входят: ШН — шестеренный насос, ОК — обратный клапан, ТК — топливный коллектор, РТ — распределитель топлива, ЭД2 — электродвигатель управления ШН. Управление двигателями осуществляется при помощи цифрового блока автоматического регулирования и контроля БАРК. Топливные системы высокого давления двигателей соединены топливопроводом, в магистрали которого установлен аварийный распределитель топлива (РТ).

При исправной работе элементов топливных систем двигателей «Аварийный распределитель топлива» закрыт, и двигатели работают независимо друг от друга. Управление в данном случае осуществляется по сигналам БАРК.

Топливо от объекта (ЛА) подводится к насосу низкого давления (ДЦН), в котором происходит повышение давления топлива, далее топливо очищается от механических примесей в топливном фильтре (ТФ) и подается на вход в насос высокого давления (ШН). В ШН происходит повышение давления топлива и через обратный клапан (ОК) подается в топливный коллектор (ТК). Управление подачей насосов низкого ДЦН и высокого ШН давления осуществляется изменением частоты вращения электрических двигателей ЭД1 и ЭД2 соответственно. Частота вращения электрических двигателей регулируется БАРК в зависимости от необходимого расхода топлива для заданного режима работы двигателя. Между БАРК<sub>лев</sub> и БАРК<sub>прав</sub> двигателя организован обмен информацией (параметрами соседнего двигателя). В магистрали высокого давления (за насосом ШН перед ОК) каждого двигателя установлены датчики давления топлива, которые посылают информацию о величине давления в соответствующий БАРК.

Рассмотрим функционирование отказоустойчивой топливной системы силовой установки на примере отказа электрического двигателя ЭД1<sub>лев</sub> (рис. 2).

При отказе электрического двигателя ЭД1<sub>лев</sub> насос низкого давления перестает выдавать необходимое давление топлива и, как следствие, начинает уменьшаться давление топлива за насосом высокого давления левого двигателя ШН<sub>лев</sub>. Обороты левого двигателя начинают падать, камера сгорания не гаснет. Цифровой блок автоматического регулирования и контроля БАРК<sub>лев</sub> фиксирует падение давления левого двигателя и дает команду БАРК<sub>прав</sub> на увеличение частоты вращения ШН<sub>прав</sub>. БАРК<sub>прав</sub> увеличивает напряжение, подаваемое на ЭД1<sub>прав</sub> и ЭД2<sub>прав</sub>, частота вращения насосов правого двигателя увеличивается тем самым увеличивая давление и расхода топлива. Одновременно с увеличением частоты вращения насосов правого двигателя БАРК<sub>лев</sub> подает сигнал на открытие аварийного РТ и часть топлива начинает поступать в ТК<sub>лев</sub>. При этом обратный клапан ОК<sub>лев</sub> предотвращает течение топлива в обратном направлении.



**Рис. 2.** Структурная схема отказоустойчивой топливной системы авиационной силовой установки при отказе одного из насосов левого двигателя (ДЦН — подкачивающий центробежный насос, ТФ — топливный фильтр, ШН — шестеренный насос, ОК — обратный клапан, ТК — топливный коллектор, РТ — распределитель топлива, ЭД1 — электродвигатель управления ДЦН, ЭД2 — электродвигатель управления ШН, BARC — цифровой блок автоматического регулирования и контроля)

В случаях получения боевых повреждений элементов топливной системы или в других случаях нештатной работы отказоустойчивой топливной системы летчик может переключением тумблера из кабины принудительно перекрыть аварийный РТ.

## Заключение

Основным преимуществом предложенной структурной схемы отказоустойчивой топливной системы авиационной силовой установки является то, что при отказе топливных насосов или электроприводов насосов авиационный ГТД, питаемый топливом от соседнего двигателя, сохраняет свою работоспособность.

Основным недостатком предложенной структурной схемы является отсутствие гидромеханического резерва, так как при отказе BARC возможно самовыключение авиационного ГТД. Другим немаловажным недостатком являются массовые характеристики электродвигателей, так как при отказе элементов топливной системы одного из двигателей электродвигатели исправного двигателя

должны выдавать необходимый расход топлива для питания обоих авиационных ГТД.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Гуревич О.С., Белкин Ю.С., Гулиенко А.И.* Газотурбинный двигатель для «электрического» самолета: направления электрификации газотурбинных двигателей. Труды ЦИАМ № 1346. Системы автоматического управления авиационными газотурбинными двигателями / под ред. О.С. Гуревича. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. — 264 с. С. 21–29.
2. Система подачи топлива в камеру сгорания газотурбинного двигателя: пат. 2507407 Рос. Федерация: МПК F02С 7/236 / О.С. Гуревич, А.И. Гулиенко; заявитель и патентообладатель Российская Федерация, от имени которой выступает Министерство промышленности и торговли Российской Федерации. № 2012124589/06; заяв. 14.08.2012 ; опубл. 20.02.2014. Бюл. № 5.
3. *Гуревич О.С., Гулиенко А.И.* Системы газотурбинного двигателя для «электрического» самолета // сборник докладов международной научно-технической конференции «Климовские чтения». Санкт-Петербург, 2016. СПб., 2016. — С. 214–223.

*С.А. Конашков, В.С. Блохин, А.Г. Зубков,  
В.Ю. Васильев, А.А. Кузнецов*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург  
konashkoff@mail.ru*

### **ОЦЕНКА ПРИЧИН И СПОСОБОВ ПАРИРОВАНИЯ ДЕФЕКТА «РАСКАЧКА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ ВК-2500 В СОСТАВЕ ВЕТОЛЕТА МИ-28**

В статье проведен анализ основных причин возникновения дефекта «раскачка основных параметров работы двигателя ВК-2500» в составе вертолета Ми-28, описаны направления его устранения.

Дефект «раскачка основных параметров работы двигателя ВК-2500» обычно проявляется при работе двух двигателей в составе силовой установки на основном канале регулирования — регуляторе частоты вращения свободной турбины. Данный дефект свойственен двигателям типа ТВ3-117 / ВК-2500 и связан с минимальными запасами устойчивости системы регулирования, которые, в свою очередь, связаны с необходимостью обеспечения необходимого быстродействия САУ.

САУ двигателя ВК-2500 является электронно-гидромеханической, в которой гидромеханический агрегат — насос регулятор НР-ЗВМА-Т — осуществляет всережимное управление двигателем от запуска до максимального режима, а электронный блок автоматического регулирования и контроля БАРК-78 работает в супервизорном режиме, осуществляя ограничение взлетного и чрезвычайного режимов, а также предельных параметров.

Двигатель ТВЗ-117 разрабатывался для вертолета типа Ми-8 и динамические характеристики САУ выбраны из условия обеспечения устойчивости и быстродействия при работе с трансмиссией, несущей системой и системой управления именно этого вертолета. При применении модификаций двигателя ТВЗ-117 на других объектах приходилось выполнять доработки, направленные на обеспечение устойчивости регулирования. Например, при применении двигателя ТВЗ-117В на вертолете Ми-24 разработчики вертолета были вынуждены уточнить конструкцию системы управления, а разработчики двигателя — ввести специальную технологию регулировки САУ двигателя в составе вертолета.

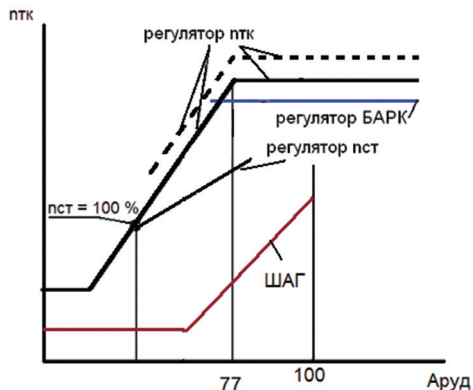


Рис. 1. Совместная работа регуляторов СТ и ТК

Двигатель ВК-2500 по сравнению с ТВЗ-117 имеет более высокие взлетный и чрезвычайный режимы. Для обеспечения повышенных режимов потребовалось увеличить настройку гидромеханического регулятора частоты вращения турбокомпрессора, реализованного в агрегате НР-3. Увеличение настройки регулятора на взлетном режиме приводит также к увеличению его настройки на дроссельных режимах, что уменьшает запасы устойчивости системы — повышенная настройка регулятора частоты вращения турбокомпрессора требует от совместно работающего с ним регулятора частоты вращения свободной турбины сливать большие излишки топлива (рис. 1).

Также необходимо отметить, что при создании двигателя ВК-2500 была проведена модернизация только электронной части системы — вместо электронного регулятора ЭРД-3 и регулятора температуры РТ-12-6 был применен современный электронный блок автоматического регулирования и контроля БАРК-78. При этом модернизация гидромеханической части системы по экономическим причинам проведена не была — на двигателе ВК-2500 применен серийный агрегат НР-3ВМА-Т с двигателя ТВЗ-117ВМА. Данный агрегат перенастраивается на параметры двигателя ВК-2500 при стендовых испытаниях двигателя.

Двигатель ВК-2500 выпускается в трех модификациях, отличающихся только настройкой взлетного режима (модификация 03—2000 л. с., 02—2200 л. с.,

01—2400 л. с.). По конструкции и технологии отладки на испытательном стенде двигатели трех моделей идентичны. При этом двигатель ВК-2500 применяется на широком диапазоне вертолетов:

- транспортно-пассажирские вертолеты типа Ми-8 (Ми-17);
- ударные вертолеты типа Ми-35;
- перспективные ударные вертолеты типа Ми-28;
- боевые вертолеты двухвинтовой соосной схемы типа Ка-52.

Каждый из этих вертолетов имеет свои отличия от других в части трансмиссии, несущей системы и системы управления.

С точки зрения запасов устойчивости САУ двигателя наихудший вариант — это вертолеты Ми-28 и Ми-35, так как на этих вертолетах установлена «легкая» несущая система — несущий и рулевой винты из композитных материалов. Композитные винты имеют меньшую массу и, соответственно, меньшие моменты инерции, чем металлические. Уменьшение суммарного момента инерции системы несущий винт — трансмиссия — свободная турбина может привести к снижению запасов устойчивости САУ по каналу регулирования частоты вращения СТ. В настоящее время дефект «раскачка параметров» на вертолетах с металлической несущей системой (Ми-8, Ми-17, Ка-52) практически не встречается.

Ми-28 имеет еще несколько отличий по сравнению с другими типами вертолетов [1]:

- 1) больший диапазон рабочих частот вращения несущего винта;
- 2) другая конструкция системы управления — на рычаге общего шага вместо муфты коррекции режима установлена муфта изменения частоты вращения несущего винта.

Указанные отличия приводят к необходимости проводить в составе вертолета Ми-28 дополнительные регулировки САУ. Таким образом, основной агрегат САУ — НР-3ВМА-Т при использовании в составе двигателя ВК-2500 проходит три этапа регулировок: первый на заводе-изготовителе агрегата НР под параметры двигателя ТВ3-117ВМА, второй при приемо-сдаточных испытаниях на заводе-изготовителе двигателя под параметры двигателя ВК-2500 и третий — при установке на вертолет. Эти факторы существенно увеличивают трудоемкость регулировки двигателя при его установке на вертолет Ми-28 и осложняют устранение дефекта по раскачке параметров при его возникновении.

Таким образом, причина дефекта «раскачка основных параметров работы двигателя ВК-2500 в составе вертолета Ми-28» — минимальные запасы устойчивости по каналу регулирования частоты вращения ротора свободной турбины при использовании композитной («легкой») несущей системы.

Так как парирование дефекта за счет конструкции вертолета не представляется возможным, разработчик двигателя АО «ОДК-Климов» и разработчик агрегата НР-3 АО «ОДК-СТАР» разрабатывают мероприятия по данному дефекту в рамках САУ двигателя. К настоящему моменту разработан модернизированный агрегат НР-3 ОК, который имеет следующие отличия от НР-3ВМА-Т:

- на центробежный датчик регулятора частоты вращения свободной турбины установлены облегченные грузики, увеличивающие запас устойчивости по данному каналу регулирования;
- агрегат регулируется на параметры двигателя ВК-2500 при изготовлении.

Также в конструкцию агрегата НР-3 ОК внесен ряд мероприятий для повышения его надежности и эксплуатационных характеристик.

Применение НР-3ОК в составе двигателя ВК-2500 позволит значительно уменьшить вероятность появления дефекта раскочки параметров даже при «легкой» несущей системе. К сожалению, по экономическим соображениям данное мероприятие можно реализовать при ремонте двигателя или при выпуске нового.

Для увеличения запаса устойчивости САУ по каналу регулирования частоты вращения свободной турбины на вертолетах, находящихся в эксплуатации, необходимо разработать более «простое» мероприятие.

Регулирование расхода топлива в двигатель осуществляется за счет работы двух дозирующих элементов, соединенных последовательно — основной дозирующей иглы (ОДИ) и дозирующей иглы автомата приемистости (АП). Расход топлива на установившихся режимах (малый газ и выше) и на начальном этапе запуска определяет положение ОДИ, а гидромеханические центробежные регуляторы частоты вращения компрессора (ЦРнк) и силовой турбины (ЦРпст), автомат запуска (АЗ), дифференциальный клапан перестройки автомата приемистости, исполнительный механизм ИМ-47, работающий по командам БАРК, определяют скорость перемещения ОДИ. Синхронизатор мощности (СМ) располагается на линии от управляющего поршня ОДИ до ЦРпст. Дозирующая игла АП ограничивает на приемистости расход топлива, отдозированный ОДИ. Упрощенная гидравлическая схема, включающая ОДИ, регуляторы и регулировочные элементы, приведена на рис. 2.

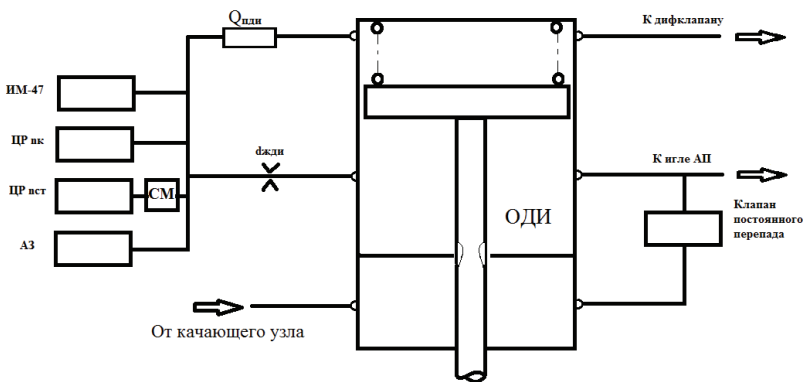


Рис. 2. Структурная схема агрегата НР-3

Таким образом, устойчивость на установившихся крейсерских режимах определяют динамические характеристики объекта регулирования (в частности, моменты инерции роторов и несущей системы вертолета) и регулятора СТ (в частности, скорость перемещения ОДИ).

Из этого рисунка следует, что скорость перемещения ОДИ зависит непосредственно от производительности дроссельного пакета  $Q_{плин}$  и опосредованно через наклон статической характеристики  $ЦР_{пст}$ . Последний зависит, в частно-

сти, от диаметра жиклера ДИ ( $d_{\text{жди}}$ ) в магистрали подвода топлива к клапану ЦР<sub>пст</sub>, массы грузиков и жесткости пружины ЦР<sub>пст</sub>.

Специалистами АО «ОДК-Климов» с помощью динамической модели силовой установки и несущей системы вертолета выполнено расчетное исследование [2] влияния элементов агрегата НР-3ВМА-Т, характеристику которых можно отрегулировать в эксплуатации, на устойчивость системы. Проверены следующие мероприятия:

- уменьшение скорости перемещения ОДИ путем снижения производительности дроссельного пакета  $Q_{\text{пди}}$ ;
- уменьшение диаметра жиклера  $d_{\text{жди}}$  в магистрали подвода топлива к клапану ЦР<sub>пст</sub>;
- управление частотой вращения силовой турбины от электронного регулятора БАРК.

Получены следующие результаты:

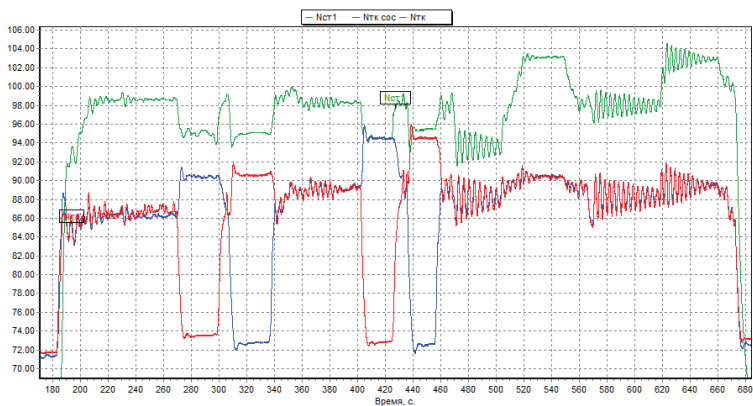
- уменьшение диаметра жиклера  $d_{\text{жди}}$  на  $\sim (50-75)\%$  не обеспечивает устойчивости, однако позволяет снизить амплитуду колебаний приблизительно в 2 раза. Дальнейшее снижение диаметра жиклера  $d_{\text{жди}}$  приводит к росту амплитуды колебаний;
- снижение производительности дроссельного пакета  $Q_{\text{пди}}$  на 25% и на 50% обеспечивает устойчивость. Процесс выхода на режим носит колебательный характер. Дальнейшее уменьшение производительности дроссельного пакета приводит к появлению колебаний небольшой (порядка 0,5%) амплитуды;
- уменьшение производительности дроссельного пакета  $Q_{\text{пди}}$  на 25% и более приводит к некоторому затягиванию всех переходных процессов;
- управление частотой вращения силовой турбины от электронного регулятора БАРК обеспечивает устойчивую, без колебаний, работу на установившихся режимах.

Для проверки данных результатов расчетных исследований на ПАО «Роствертол» были проведены экспериментальные работы на ряде вертолетов, имеющих не устранимый штатными средствами дефект «раскачка параметров». Цели экспериментальных проверок:

- определение влияния на величину раскачки и параметры двигателя номинала дроссельного пакета основной дозирующей иглы;
- определение влияния на величину раскачки и параметры двигателя номинала питающего жиклера регуляторов;
- определение эффективности работы электронного контура гашения колебаний БАРК.

Работы проводились на вертолетах с композитной несущей системой. До проведения регулировки на данных вертолетах фиксировались незатухающие или медленно затухающие колебания  $n_{\text{ст}}$ ,  $n_{\text{тк}}$  и  $t_r$  на всех режимах работы (см. рис. 3).

После замены номинала питающего жиклера с  $Q = 5500$  кг/ч на  $Q = 2987$  кг/ч на обоих двигателях вертолета на проверочной гонке раскачка снизилась, колебания стали затухающими, но не прекратились. При этом существенно «ушли» характеристики регуляторов  $n_{\text{ст}}$ ,  $n_{\text{тк}}$ .

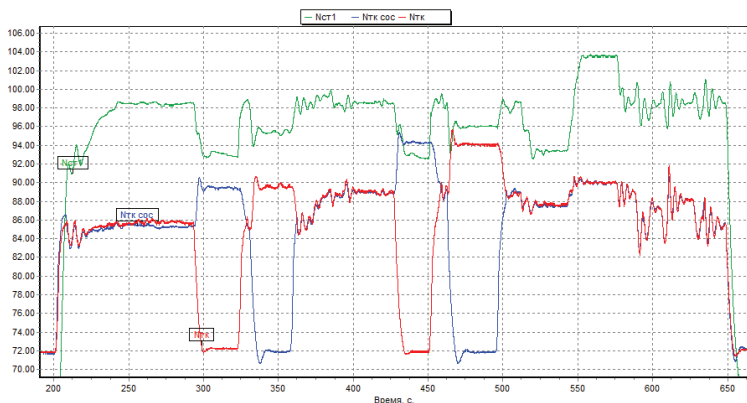


**Рис. 3.** Гонка двигателей в составе вертолета при наличии раскачки параметров

После установки штатный питающий жиклер номиналом  $Q = 5500$  кг/ч и дроссельного пакета ОДИ номиналом  $Q = 500$  кг/ч на проверочной гонке раскачка снизилась, колебания стали затухающими, но не прекратились. Характеристики регуляторов  $n_{CT}$ ,  $n_{TK}$ , переменных процессов не изменились по сравнению с гонкой без регулировок.

После установки дроссельного пакета ОДИ номиналом  $Q = 300$  кг/ч на проверочной гонке раскачка практически отсутствовала (см. рис. 4). Характеристики регуляторов  $n_{CT}$ ,  $n_{TK}$ , переменных процессов не изменились по сравнению с гонкой без регулировок.

Было проведено опробование двух двигателей, изменение основных параметров двигателей после регулировки отсутствует, двигатели соответствуют основным данным.



**Рис. 4.** Гонка двигателей с установленным дроссельным пакетом ОДИ номиналом  $Q = 300$  кг/ч



Работы повторены на вертолетах разных типов, результаты идентичные.

Проведены три экспериментальных полета, замечаний по раскачке параметров и характеристикам двигателя нет.

Таким образом, показано, что увеличение времени перемещения основной дозирующей иглы за счет уменьшения проливки дроссельного пакета основной дозирующей иглы эффективно устраняет раскачку параметров. После всесторонней оценки влияния этого мероприятия на характеристики НР-3, которую необходимо провести на автономном стенде АО «ОДК-СТАР», оно может быть рекомендовано к внедрению.

Кроме данного мероприятия увеличение запасов устойчивости САУ по каналу регулирования частоты вращения свободной турбины может быть обеспечено за счет:

- снижения чувствительности синхронизатора мощности;
- повышения уровня давления топлива за качающим узлом НР;
- увеличения проливки питающего жиклера регуляторов.

Эффективность перечисленных мероприятий также будет оценена в рамках дальнейших работ на автономных стендах АО «ОДК-СТАР» и в составе вертолетов.

## **Выводы**

1. Причина дефекта «раскачка основных параметров работы двигателя ВК-2500 в составе вертолета Ми-28» — минимальные запасы устойчивости по каналу регулирования частоты вращения свободной турбины при использовании композитной («легкой») несущей системы.
2. Устранение дефекта за счет изменения конструкции вертолета не представляется возможным.
3. Разработчик двигателя АО «ОДК-Климов» и разработчик агрегата НР-3 АО «ОДК-СТАР» разработали модернизированный агрегат НР-3 ОК, позволяющий устранить дефект. По экономическим соображениям данное мероприятие можно реализовать при ремонте двигателя или при выпуске нового.
4. Расчетными исследованиями и экспериментальными проверками в составе вертолета показано, что увеличение времени перемещения основной дозирующей иглы агрегата НР-3ВМА-Т за счет уменьшения проливки дроссельного пакета основной дозирующей иглы эффективно устраняет раскачку параметров. После всесторонней оценки влияния этого мероприятия на характеристики НР-3, которое необходимо провести на автономном стенде АО «ОДК-СТАР», оно может быть рекомендовано к внедрению для использования на вертолетах, находящихся в эксплуатации.
5. Кроме указанного в п.4 мероприятия увеличение запасов устойчивости САУ по каналу регулирования частоты вращения свободной турбины может быть обеспечено за счет:
  - снижения чувствительности синхронизатора мощности;
  - повышения уровня давления топлива за качающим узлом НР;
  - увеличения проливки питающего жиклера регуляторов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дополнение к Руководству по технической эксплуатации двигателя. Особенности эксплуатации двигателя ВК-2500-02 на вертолете Ми-28Н, 078.00.6700РЭ/Д1.
2. Техническая справка: «Технические предложения по обеспечению устойчивой работы регулятора частоты вращения силовой турбины двигателя ВК-2500», 78.608.0145-2016ТС.

УДК 681.533.36

*Г.Д. Душиц-Коган, Г.С. Васильев, А.В. Ларионов,*

*П.М. Орлов, Н.В. Шикина*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург*

## **О ВОЗМОЖНОМ СПОСОБЕ КОМПЕНСАЦИИ ВЛИЯНИЯ ОТКАЗА ТЕРМОДАТЧИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ РД-33МК НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ**

В структуру гидромеханической части системы автоматического управления (САУ) двигателя РД-33МК включен датчик температур  $T_{ВХ}^*$  воздуха на входе. Информация о температуре  $T_{ВХ}^*$  является одной из составляющих, которые определяют программы управления как основного, так и форсажного контура двигателя в гидромеханических агрегатах НР-59АК и РСФ-59АК. Недостовверная информация при отказе термодатчика о величине температуры  $T_{ВХ}^*$  существенным образом влияет на характеристики двигателя. В статье рассмотрен один из возможных способов компенсации отказа термодатчика — его отключение и замена имитатором, настроенным на фиксированную величину температуры  $T_{ВХ}^*$ .

### **Введение**

За последнее время в ходе эксплуатации двигателей семейства РД-33, в том числе и двигателей РД-33МК, выявлен ряд случаев отказов термодатчиков ТДК-М. В этой связи, принимая во внимание применение двигателя РД-33МК в составе силовой установки самолета МиГ-29К/КУБ корабельного базирования, необходимо определить возможные способы парирования таких отказов термодатчика и их реализации в гидромеханической части САУ двигателя.

Одним из возможных способов является установка второго аналогичного датчика и дополнительного селектора, который по заданному алгоритму сравнения исправности подключает тот или иной датчик. Такой способ реализован на двигателях семейства АЛ-31. Его применение на двигателе РД-33МК потребовало бы проведения специальных испытаний по проверке отсутствия влияния дополнительного сопротивления на входе в вентилятор на запас газодинамической устойчивости (ГДУ) двигателя и вибросостояния лопаток вентилятора в условиях полета с максимальным числом М на малых высотах. Кроме того, применение второго датчика требует изменения корпуса входного направляющего аппарата (ВНА) вентилятора, что исключает возможность доработок двигателя

в эксплуатации, и размещения в существующем, ограниченном по своему объему, пространстве нового агрегата — селектора термодатчика. В связи с изложенным представляется необходимым найти способ парирования отказа термодатчика, который бы минимизировал изменения по двигателю для реализации этого способа в эксплуатации. В настоящей статье предлагается такой способ и приводятся результаты математического моделирования процесса перехода управления в гидромеханической части САУ от термодатчика к его имитатору и изменения характеристик двигателя по величине тяги, частот вращения роторов, температур газа и запасов ГДУ компрессора и вентилятора в этом процессе. Анализ показал, что таким способом может являться замена отказавшего термодатчика имитатором, выходные сигналы давления которого соответствуют определенной, заданной, фиксированной температуре  $T_{BX}^*$ . Имитатор подключается параллельно термодатчику.

### Постановка задачи

Замена термодатчика при его отказе имитатором предполагает решение следующих задач:

- определение функций имитатора и его структуры;
- определение температуры  $T_{BX}^*$  воздуха на входе, при которой имитатор будет обеспечивать программы гидромеханических агрегатов НР и РСФ, идентичные их работе с термодатчиком;
- определение способа выключения термодатчика и его замены имитатором.

Рассмотрим эти задачи.

1. Очевидно, что имитатор не может заменить функции термодатчика во всем диапазоне температур  $T_{BX}^*$ . В противном случае это был бы второй термодатчик, с необходимостью введения дополнительного агрегата — селектора, подключающего термодатчик, признанный заданным алгоритмом работы селектора работоспособным. В этой связи в качестве функции имитатора принимается, что выходным сигналом имитатора должен являться постоянный перепад давлений топлива с величиной  $\Delta p_l$ , соответствующей величине перепада давлений ( $p_l - p_{cm. cl.}$ ) по характеристике термодатчика для выбранной фиксированной температуры  $T_{BX}^*$ . Формируемый термодатчиком перепад давлений ( $p_l - p_{cm. cl.}$ ) создается двумя давлениями на его выходе. Величина давления  $p_l$  соответствует величине давления в газовом объеме термодатчика, обдуваемом потоком воздуха на входе в двигатель, которое определяет температуру  $T_{BX}^*$ . Топливо с давлением  $p_l$  поступает от термодатчика к узлам агрегатов НР и РСФ, вырабатывающих программы управления по температуре  $T_{BX}^*$ . Для исключения влияния изменения давления топлива на сливе из этих агрегатов на программу управления к этим же узлам от термодатчика поступает постоянное по абсолютной величине давление  $p_{cm. cl.}$  — давление стабилизированного слива. Таким образом, термодатчик связан с агрегатами НР и РСФ двумя магистралями. Такая структура связи агрегатов НР и РСФ с термодатчиком определяет, что имитатор должен подключаться параллельно термодатчику в те же магистрали. При переключении на управление от имитатора давление  $p_{cm. cl.}$  заменяется давлением  $p_{cl.}$  слива в агрегате НР,

а давление  $p_t$  — постоянным давлением  $p_t^0$  над давлением слива, что определяет постоянно величины перепада давлений ( $p_t^0 - p_{сл}$ ). Таким образом, имитатор по своей структуре есть регулятор постоянного давления, величина которого определяется выбранной фиксированной температурой  $T_{BX}^*$ .

2. Выбор фиксированной температуры  $T_{BX}^*$  определяется областью эксплуатации двигателя, в которой наиболее важно исключить или минимизировать ухудшение характеристики двигателя по величине тяги и уменьшение параметра  $\alpha_\Sigma$  для обеспечения надежности работы форсажной камеры сгорания исключением ее перегрева. Поскольку в нашем случае для двигателя РД-33МК наиболее существенным является «боевой» режим при взлете с палубы, область изменения температуры  $T_{BX}^*$ , в которой должна быть определена фиксированная величина  $T_{BX}^*$  для работы имитатора, составит  $(10, 35)^\circ\text{C}$ . Температура  $t_{BX}^* = 10^\circ\text{C}$  определяется отечественными метеоусловиями,  $t_{BX}^* = 35^\circ\text{C}$  — метеоусловиями зарубежной эксплуатации.

В этом диапазоне температур  $t_{BX}^* \in (10, 35)^\circ\text{C}$  программы управления расходом топлива в основную камеру сгорания  $n_K(t_{BX}^*)$  центробежным регулятором в агрегате НР как на максимальном и форсажном режимах, так и на режиме малого газа соответствуют росту частот вращения с увеличением  $t_{BX}^*$  и на максимальных и форсажных режимах «подняты» относительно аналогичных программ электронной части САУ. Программа расхода топлива  $G_{т.ф.} / p_K(t_{BX}^*)$  в этом же диапазоне температур на участке  $t_{BX}^* \geq 15^\circ\text{C}$  практически постоянна, а для  $t_{BX}^* = 10^\circ\text{C}$  увеличивается на  $\sim 9\%$ .

Из изложенного следует, что для исключения вмешательства в управление расходом топлива в основную камеру сгорания программой центробежного регулятора фиксированная температура  $t_{BX}^*$  имитатора должна соответствовать максимальной температуре  $T_{вх}^*$  при эксплуатации на «боевом» режиме при взлете с палубы. При такой настройке имитатора в условиях  $t_{вх}^* \geq 15^\circ\text{C}$  расход форсажного топлива будет практически соответствовать расходу при работе с термодатчиком, а для условий  $t_{BX}^* \in (10, 15)^\circ\text{C}$  будет уменьшаться не более чем на  $\sim 9\%$ , что эквивалентно увеличению параметра  $\alpha_\Sigma$  на  $\sim 6\%$ .

Проанализируем управление двигателя на «основном» режиме и «боевом» режиме в полете за пределами диапазона  $t_{BX}^* \in (10, 35)^\circ\text{C}$  с учетом того, что гидромеханическая программа управления расходом топлива в основную камеру сгорания (программа центробежного регулятора) одина для «боевых» режимов взлета с палубы и в полете и «основного» режима. Сравнение программ управлений расходом топлива в основную камеру сгорания  $n_K(t_{BX}^*)$  центробежного регулятора гидромеханической части САУ и электронной части показывает, что фиксирование имитатором температуры  $t_{BX}^* = 35^\circ\text{C}$  обеспечивает выполнение программ  $n_K(t_{BX}^*)$  электронной части САУ без вмешательства в управление программ гидромеханической части как на «боевом» режиме в полете, так и максимальном и форсажных режимах «основного» режима. На форсажных режимах «основного» режима в диапазоне температур  $t_{BX}^* \in (15, 85)^\circ\text{C}$  параметр  $G_{т.ф.} / p_K(t_{BX}^*)$  на программе несущественно отличается от параметра  $G_{т.ф.} / p_K(35^\circ\text{C})$ . Из этого следует, что в диапазоне температур  $t_{BX}^* \in (15, 85)^\circ\text{C}$  как на «боевом» режиме в полете, так и максимальном и форсажных режимах

«основного» режима замена термодатчика имитатором не скажется, или скажется незначительно, на величинах параметров двигателя и его тяге. Для температур  $t_{BX}^*$  вне пределов этого диапазона при сохранении величин параметров (частот вращения, температур, давлений воздуха и газа) на форсажных режимах («боевом» и «основном») величина тяги двигателя будет снижаться в силу уменьшения расхода форсажного топлива, т. е. уменьшения степени форсирования.

На дроссельных режимах, где управление расходом топлива в основную камеру сгорания осуществляет центробежный регулятор гидромеханической части САУ, настройка которого, как сказано выше, увеличивается с увеличением температуры  $t_{BX}^*$ , приводит к увеличению режима двигателя, если  $t_{BX}^* < 35^\circ\text{C}$  и его снижению в противном случае. При этом в первом случае в переходном режиме включения имитатора возможна приемистость под контролем программ электронной части САУ. Ниже такие процессы будут проиллюстрированы результатами моделирования отказа термодатчика и перехода на имитатор.

Особо стоит вопрос об управлении углами установки направляющих аппаратов компрессора (НАК). Программа управления НАК — угол  $\alpha_{НАК}$  их установки в зависимости от приведенной частоты вращения  $n_{К\text{ пр}}^{ГМ}$  компрессора, реализуется в гидромеханической части САУ, т. е. по температуре термодатчика. При переходе на имитатор происходит рассогласование действительной приведенной частоты вращения  $n_{К\text{ пр}}$  и «приведенной» частоты вращения по фиксированной температуре  $t_{BX}^{* ГМ} < 35^\circ\text{C}$  имитатора,  $n_{К\text{ пр}}^{ГМ}$ . В области режимов двигателя, где  $n_{К\text{ пр}}^{ГМ} < n_{К\text{ пр}}$ , уменьшения запаса ГДУ из-за смещения программы  $\alpha_{НАК}$   $n_{К\text{ пр}}^{ГМ}$  на меньшие величины  $n_{К\text{ пр}}$  не происходит. В противном случае  $n_{К\text{ пр}}^{ГМ} > n_{К\text{ пр}}$ , что может иметь место, если  $t_{BX}^{* ГМ} > 35^\circ\text{C}$ , величина  $n_{К\text{ пр}}$  менее величины  $n_{К\text{ пр}}$  начала закрытия НАК, возможно снижение запасов ГДУ. В этой связи переход от термодатчика на имитатор требует введения в электронную часть САУ контроля соотношения приведенных частот вращения  $n_{К\text{ пр}}$  и  $n_{К\text{ пр}}^{ГМ}$ . При этом если  $n_{К\text{ пр}}$  менее  $n_{К\text{ пр}}^{ГМ} = n_{К\text{ пр}0}(t_{BX}^*)$ , где  $n_{К\text{ пр}0}(t_{BX}^*)$  — приведенная частота вращения начала закрытия НАК, электронная часть САУ должна осуществлять закрытие НАК. Реально такая ситуация может иметь место в эксплуатации при работе двигателя на максимальном или форсажных режимах в полетах с числами  $M > 1$ , когда температура  $t_{BX}^* < 35^\circ\text{C}$  и режим двигателя определяется управлением расходом топлива в основную камеру сгорания программой ограничения температуры  $T_4^*$  газа.

3. Однозначное выявление отказа термодатчика и его замена имитатором косвенными средствами, например, по невыполнению программы ограничения управлением расходом топлива в основную камеру сгорания, не представляется возможным. В этой связи для достоверного выявления отказа термодатчика может быть использовано сравнение величины перепада давлений  $(p_t - p_{cm. cl.})$  с номинальной характеристикой термодатчика  $(p_t - p_{cm. cl.}) = f(t_{BX}^*)$ . Такое сравнение возможно при введении в систему контроля электронной части САУ двигателя измерения величин давлений  $p_t$  и  $p_{cm. cl.}$  и выполнения указанного выше сравнения.

Номинальная характеристика термодатчика соответствует зависимости  $(p_t - p_{cm. cl.}) = 98.1 [5.7 + 0.0357 (t_{BX}^* - 15)]$  кПа. В соответствии с этой зависимостью при  $(t_{BX}^*)_{\text{макс}}$  для двигателя РД-33МК величина  $(p_t - p_{cm. cl.}) \leq 912$  кПа, и при

величине  $p_{ст. сл.} = 540$  кПа, обеспечиваемой конструкцией термодатчика, величина  $p_t \leq 1452$  кПа. Для измерения таких величин давлений  $p_t$  и  $p_{ст. сл.}$  могут быть использованы датчики абсолютного давления РАПРИЗ или ДАД, вводимые на двигатель. Проведенный анализ показал, что, с учетом погрешности измерения температуры  $t_{вх}^*$  в электронной части САУ, погрешности отклонения характеристики реального термодатчика от его номинальной характеристики и погрешностей измерения величин давлений  $p_t$  и  $p_{ст. сл.}$  в электронной части САУ величина перепада давлений на выходе термодатчика, находящегося в работоспособном состоянии, не может отличаться от номинальной характеристики более, чем на  $\pm 49$  кПа. Эта погрешность, в соответствии с номинальной характеристикой термодатчика, соответствует погрешности по температуре  $t_{вх}^* = \pm 14^\circ\text{C}$ . При превышении отклонения измеренной величины разностей давлений  $(p_t - p_{ст. сл.})$ , выработанных термодатчиком указанной величины  $\pm 49$  кПа, система контроля работоспособности термодатчика должна формировать команды на отключение термодатчика и подключение имитатора.

Резюмируя изложенное, можно констатировать, что замена термодатчика при его отказе имитатором с выходным сигналом, соответствующим температуре  $t_{вх}^* = 35^\circ\text{C}$ , должна позволить минимизировать или исключить изменение тяги двигателя при его эксплуатации на «боевом» режиме при взлете с палубы и обеспечить эксплуатацию как на «боевом» режиме в полете, так и на «основном» режиме. Количественная оценка изменения параметров на этих режимах выполнена моделированием отказа термодатчика и подключения имитатора для ряда эксплуатационных условий.

## Моделирование отказа термодатчика

Моделирование отказа термодатчика выполнено с использованием математической поузловой модели двигателя и его САУ. Модель САУ включает как модели всех гидромеханических агрегатов, так и модель цифрового блока автоматического регулирования и контроля БАРК-42, реализующего программы управления двигателя управлением гидромеханических агрегатов НР-59АК по топливу в основную камеру сгорания и РСФ-59АК по положению площади критического сечения сопла. При моделировании рассматривался наиболее вероятный отказ термодатчика ТДК-М в виде падения величины перепада давлений  $(p_t - p_{ст. сл.})$  из-за разгерметизации газового объема, что имело место в эксплуатации. Рассматривались два случая дефекта — «мгновенная» разгерметизация и снижение величины давления  $p_t$  и, соответственно, величины перепада за  $\tau_1 = 0,1$  с и разгерметизация в течение временного промежутка  $\tau_1 = 1$  с.

Отказ термодатчика и возможность его замены имитатором промоделирована для работы и двигателя на ряде «боевых» режимов в диапазоне высот  $H = (0...11)$  км, чисел  $M = (0...1.77)$  и на дроссельных режимах  $\bar{n}_{к пр} = 85\%$  в условиях температуры  $t_{вх}^*$  менее  $t_{вх}^* = 35^\circ\text{C}$  и более. Режимы проверки и подробное изложение результатов моделирования приведены в технической справке «Влияние отказа термодатчика ТДК-М гидромеханической части САУ на характеристики двигателя РД-33МК при парировании отказа имитатором (математическое моделирование)», 42.608.0367-2017ТС. Полученные результаты для

«боевого» режима взлета с палубы для условий  $H = 0$ ,  $M = 0$ , «боевого» режима в полете для условий  $H = 8$  км и  $M = 1.77$  и дроссельного режима  $\bar{n}_{кр пр} = 85\%$  для условий  $H = 11$  км,  $M = 0.8$  в виде графиков изменения параметров для «мгновенного» отказа термодатчика приведены на рисунках 1, 2, 3.

Проведенный анализ показал, что на «боевом» режиме как при взлете с палубы, так и в полете изменение величины тяги при включении вместо термодатчика имитатора определяется только изменением расхода форсажного топлива. Для режимов при взлете с палубы, с учетом ограниченного диапазона фактической температуры  $T_{BX}^*$  на входе в двигатель, при выбранной величине температуры  $T_{BX}^{* гМ}$  величина тяги после завершения переходного процесса практически сохраняется. При этом длительность провала величины тяги в переходном процессе перехода от термодатчика к имитатору для времени  $\tau_1 = 1$  с составляет не более 0,5 с при величине провала  $\sim 2\%$  для условий эксплуатации  $t_{BX}^* \geq 15^\circ\text{C}$ . В условиях  $t_{BX}^* = -10^\circ\text{C}$  величина провала возрастает до 3% при его длительности до 0,7 с.

Для дроссельных режимов управление расходом топлива остается под контролем центробежного регулятора НР с возможным переходом на управление программами ограничения электронной части САУ и увеличением тяги вплоть до выхода на максимальный режим при условии, что температура  $t_{BX}^* < 35^\circ\text{C}$ . В случае если температура  $t_{BX}^* > 35^\circ\text{C}$ , тяга двигателя уменьшается.

## Выводы

Основными выводами по проведенному исследованию являются:

1. Замена термодатчика ТДК-М гидромеханической части САУ двигателя РД-33МК при его отказе, выявленном по замеру давлений, имитатором позволяет обеспечить управление двигателем как на режимах, где управление расходом топлива в основную камеру сгорания осуществляется программными ограничениями электронной части САУ, так и на дроссельных режимах, где управление расходом топлива в основную камеру сгорания реализуется гидромеханическим регулятором.
2. На «боевом» режиме при взлете с палубы, где требования к величине тяги по ее сохранению в заданном диапазоне определяют безопасность взлета, при переходе от термодатчика к имитатору для температур  $t_{BX}^* \geq 15^\circ\text{C}$  величина провала тяги в момент перехода на имитатор не превосходит 2% при длительности восстановления не более 0,5 с. Для условий  $-10^\circ\text{C} \leq t_{BX}^* < 15^\circ\text{C}$  величина провала увеличивается до 3%, а длительность восстановления — до 0,7 с.
3. На «боевых» режимах в полете при переходе к имитатору в областях эксплуатации с температурами  $t_{BX}^* < 15^\circ\text{C}$  и  $t_{BX}^* > 85^\circ\text{C}$  уменьшение величины тяги связано с уменьшением расхода форсажного топлива.
4. На «боевых» режимах и максимальном и форсажных режимах «основного» режима переход от термодатчика к имитатору не влияет на величины запасов газодинамической устойчивости компрессора и вентилятора.
5. Наибольшее влияние перехода от термодатчика к имитатору сказывается на дроссельных режимах. На этих режимах может иметь место как увели-

чение режима двигателей для условий  $t_{BX}^* < 35^\circ\text{C}$ , так и уменьшение для условий  $t_{BX}^* > 35^\circ\text{C}$ . При этом в условиях  $t_{BX}^* < 35^\circ\text{C}$  увеличение режима происходит в темпе приемистости с уменьшением запаса газодинамической устойчивости компрессора.

## **Заключение**

Результаты выполненного исследования позволяют рекомендовать введение имитатора термодатчика ТДК-М гидромеханической части САУ, включаемого по отклонению величины разности давлений, формируемых термодатчиком от величины ее номинального значения, в САУ двигателя РД-33МК и введение алгоритма контроля в БАРК-42.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Влияние отказа термодатчика ТДК-М гидромеханической части САУ на характеристики двигателя РД-33МК при парировании отказа имитатором (математическое моделирование). Техническая справка, № 42.608.0367-2017ТС.
2. Насос-регулятор НР-59АК. Руководство по технической эксплуатации, 2624РЭ.
3. Регулятор сопла и форсажа РСФ-59АК. Руководство по технической эксплуатации, 2599РЭ.
4. Термодатчик газовый капсульный модифицированный ТДК-М. Руководство по технической эксплуатации, 2755РЭ.



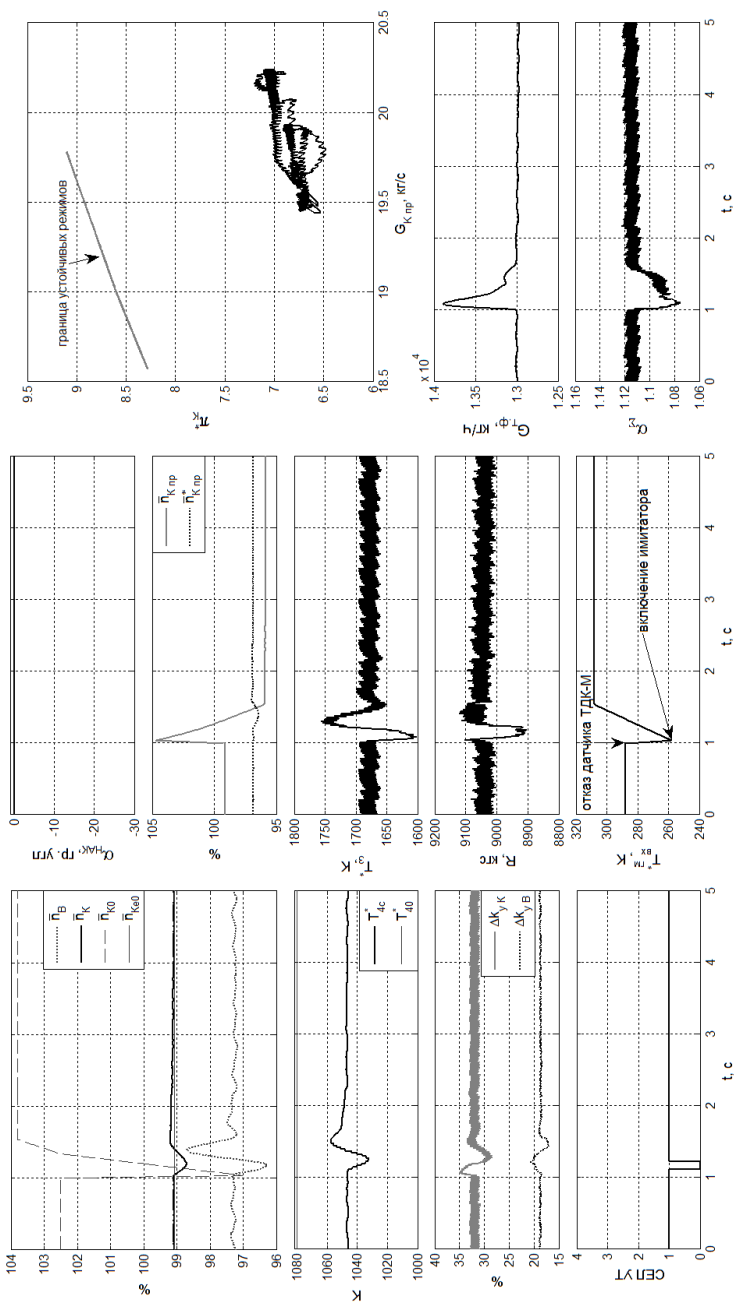


Рис. 1.  $N = 0$ ,  $M = 0$ , «Боевой» режим,  $t_{вх}^* = 15$  °С.

$\bar{p}_{сг}$  – относительные частоты вращения компрессора и вентилятора;  
 $\Delta K_{акс}$ ,  $\Delta K_{пр}$  – запасы ГДУ компрессора и вентилятора;  
 $\bar{p}_{до}$  – величина настройки гидромеханического регулятора НР-59АК;  
 $T_3$ ,  $R$  – температура газа и тяга;  
 $\bar{p}_{к}$ ,  $\bar{p}_{до}$  – программа ограничения ( $1 = \bar{p}_{к1}$ ,  $2 = T_3^*$ ,  $3 = \bar{p}_{к2}$ ,  $4 = \bar{p}_{к3}$ );  
 $T_3$ ,  $R$  – температура газа и тяга;  
 $T_3$ ,  $R$  – температура газа и тяга.

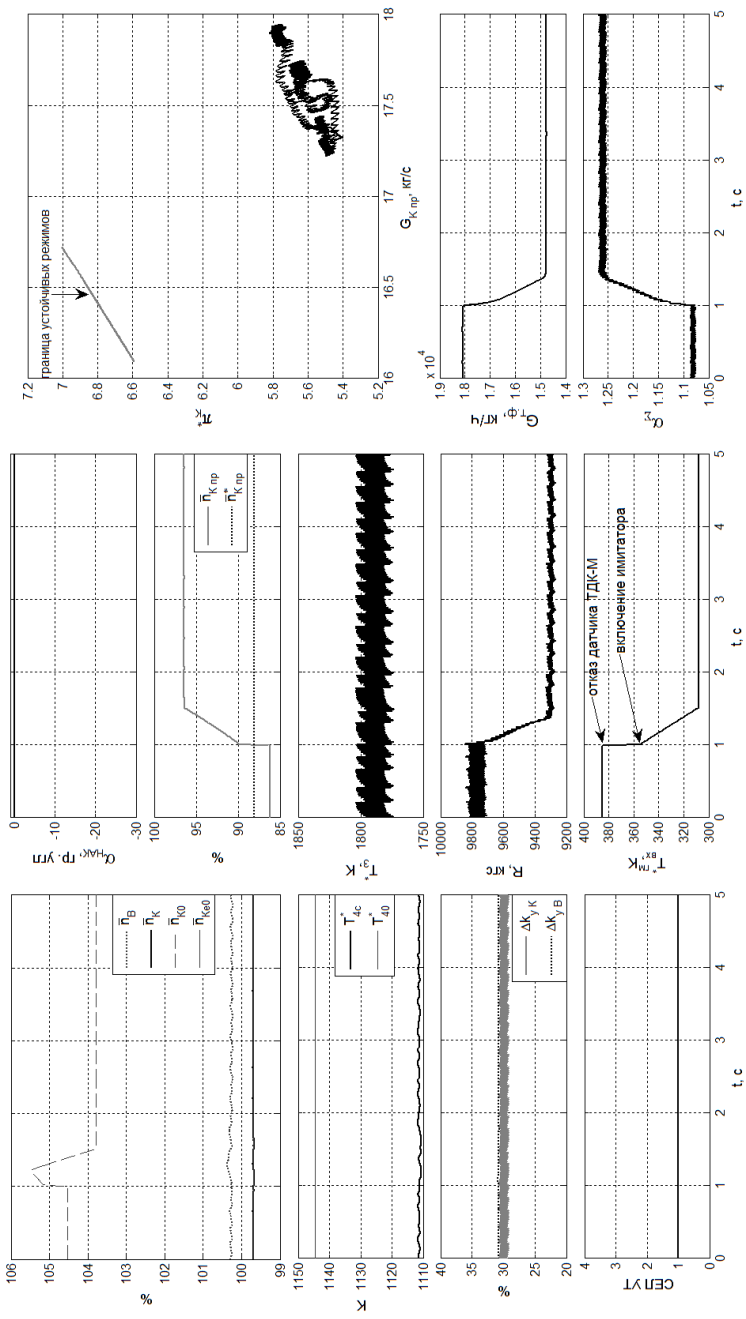


Рис. 2.  $N = 8 \text{ км}$ ,  $M = 1.77$ , «Боевой» режим,  $t_{\text{вх}}^* = 112 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$T_{\text{вх}}^*$  – синтезированная температура  $T_{\text{г}}$  газа и программа ограничения в БАРЖ-42;  
 $\alpha_{\text{ДКМ}}$  – угол установки входных направляющих аппаратов компрессора;  
 $\eta_{\text{г}}$ ,  $G_{\text{к пр}}$  – степень сжатия и расход через компрессор;  
 $P_{\text{к пр}}$ ,  $\dot{P}_{\text{к пр}}$  – приведенные частоты вращения к  $T_{\text{вх}}^*$  и температуре за вентилятором;  
 $T_{\text{к пр}}^*$  – температура воздуха в гидромеханической части САУ;  
 $G_{\text{г ф}}$ ,  $\alpha_{\text{г}}$  – расход форсажного топлива и коэффициент избытка воздуха;

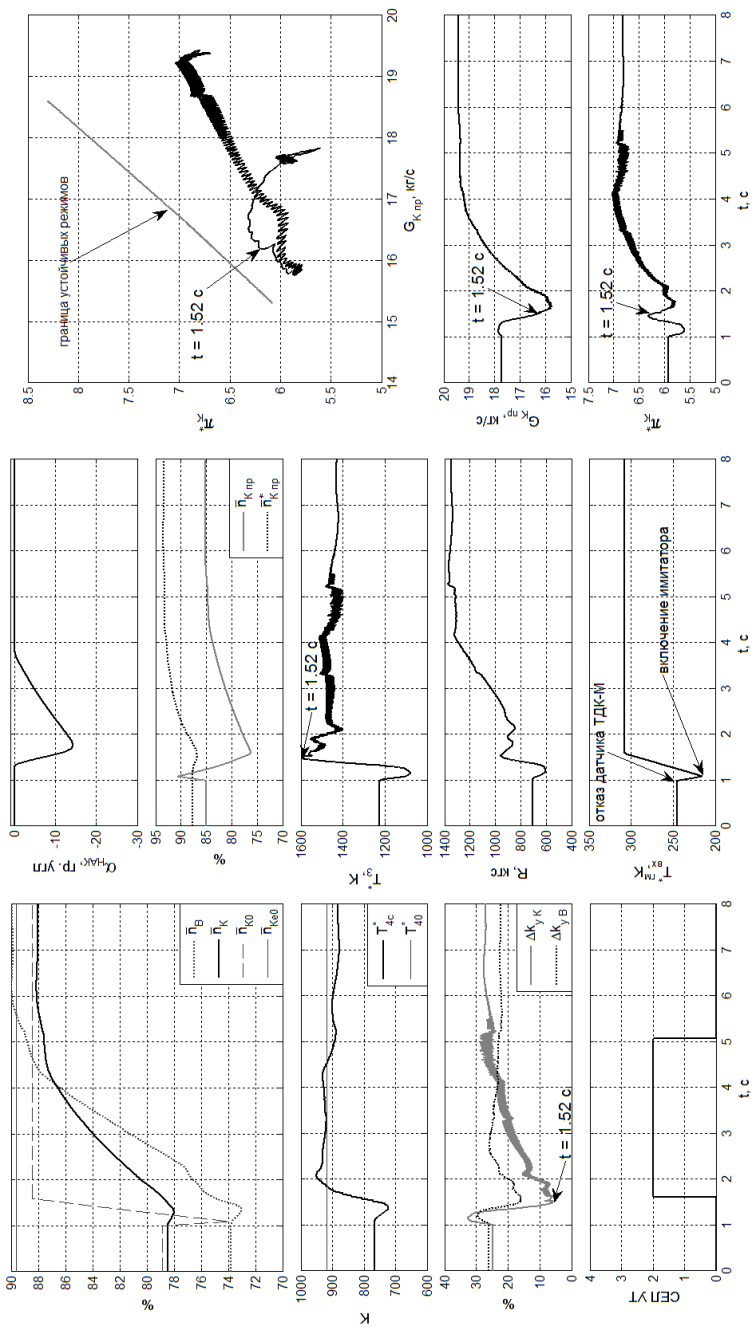


Рис. 3.  $N = 11$  км,  $M = 0.8$ , дроссельный режим:  $\bar{P}_{к пр} = 85\%$ ,  $t_{вх}^* = -28^\circ\text{C}$ .

УДК: 629.73.064

*А.А. Кузнецов<sup>1</sup>, А.Н. Мурзин<sup>1</sup>, А.И. Белоусов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> ПАО «Кузнецов», г. Самара

<sup>2</sup> ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», г. Самара  
*qznet-11@mail.ru*

## **ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ТЯГОИЗМЕРИТЕЛЬНОМ УСТРОЙСТВЕ ПОРШНЕВОГО ТИПА**

В статье рассмотрено конструктивное исполнение гидростатической мессдозы (ГМ). Выделен основной элемент мессдозы, влияющий на гидравлическое сопротивление, — щели между поршнем и цилиндром. В работе рассмотрено вихревое течение в мессдозе в ламинарном и турбулентном режимах (получены в ANSYS FLUENT). В статье приведена схема гидростатической мессдозы и отражены результаты эксперимента.

В настоящее время существует возможность моделировать процессы, происходящие в работе гидростатических динамометров, с использованием современного программного комплекса, что позволит получить данные, наиболее приближенные к реальным характеристикам проектируемого динамометра.

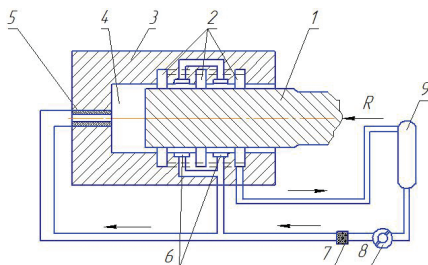
Важность данного исследования заключается в том, что гидростатический динамометр имеет возможность использования в различных отраслях техники. Гидростатические опоры обладают повышенной несущей способностью и жесткостью. Вместе с тем гидростатические подшипники являются опорами с изменяемой жесткостной характеристикой. Это позволяет использовать их в качестве амортизаторов и противоударных устройств.

Своевременность разработки заключается в том, что отечественными конструкторскими бюро ведутся разработки двигателей с тягой в 35 тонн. Для этого целесообразно создание тягоизмерительного устройства с повышенной точностью измерения. Следовательно, цель работы состоит в повышении чувствительности тягоизмерительного устройства и точности замера. Необходимо уменьшить трение между рабочими поверхностями поршня и цилиндра. Для этого необходимо моделирование течения рабочей жидкости в цилиндре.

Принцип действия гидравлических мессдоз основан на преобразовании реактивной силы в давление жидкости, которое регистрируется приборами. Сила тяги, действуя на поршень, создает давление в цилиндре, пропорциональное прилагаемому усилию.

Для повышения чувствительности динамометра и точности замера необходимо уменьшить трение между рабочими поверхностями поршня и цилиндра [1].

На рисунке 1 представлена конструктивная схема гидравлической мессдозы, в основу которой положен гидростатический принцип центрирования.



**Рис. 1.** Схема гидростатической мессдозы

1 — поршень, 2 — выходные каналы, 3 — цилиндр, 4 — основная камера динамометра, 5 — трубка к датчику давления, 6 — входные каналы, 7 — фильтр, 8 — насос, 9 — бак

По формуле (1) рассчитаем давление в рабочей камере [2]:

$$W = p_k * F, \quad (1)$$

где  $W$  — действующая нагрузка, в данном случае тяга двигателя и тягу двигателя, равная 35 тс,

$p_k$  — давление в рабочей камере,

$F$  — площадь поршня.

Примем диаметр поршня, равный 10 см.

$$p_k = \frac{W}{F}, \quad (2)$$

$$F = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3)$$

$$p_k = \frac{W * 4}{\pi D^2}, \quad (4)$$

$$p_k = 437 \text{ бар.}$$

Для дальнейшего анализа рабочего давления будем учитывать следующее, что металлические рукава, которые применяются в качестве обвязки, имеют ограничения по давлению рабочей среды. Для данной конструкции гидростатических динамометров примем сильфон стандартного исполнения VM3 07315-11 MP015.1 (одноплеточный) с внутренним диаметром  $d_y = 6$ . Данный рукав выдерживает максимальное давление  $P_{max} = 160$  бар при температуре 20°C.

Примем диаметр поршня, равный 15 см.

$$p_k = 194 \text{ бар.}$$

Примем диаметр поршня, равный 20 см.

$$p_k = 109 \text{ бар.}$$

Поршень диаметром 20 см подходит нам по условиям пропускной способности и прочности (по рабочему давлению) металлического рукава. После нахождения диаметра поршня построим расчетную модель, которая будет выглядеть следующим образом (рис. 2).

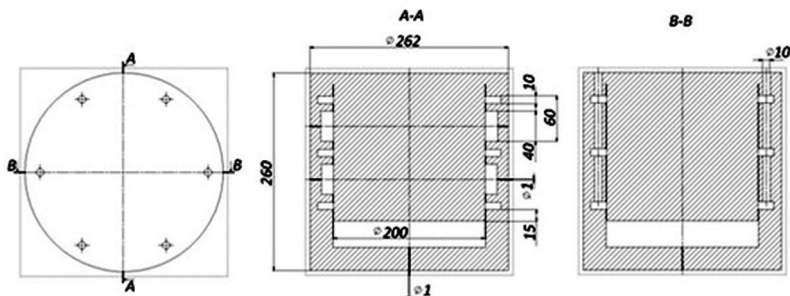


Рис. 2. Исследуемое тягоизмерительное устройство

Исходными данными для создания геометрической модели расчетной области являются входные дросселирующие каналы, заданные пользователем, и выходные каналы, позволяющие получать устойчивые решения при расчетных исследованиях. На рисунке 3 показана трехмерная модель исследуемой мессдозы.

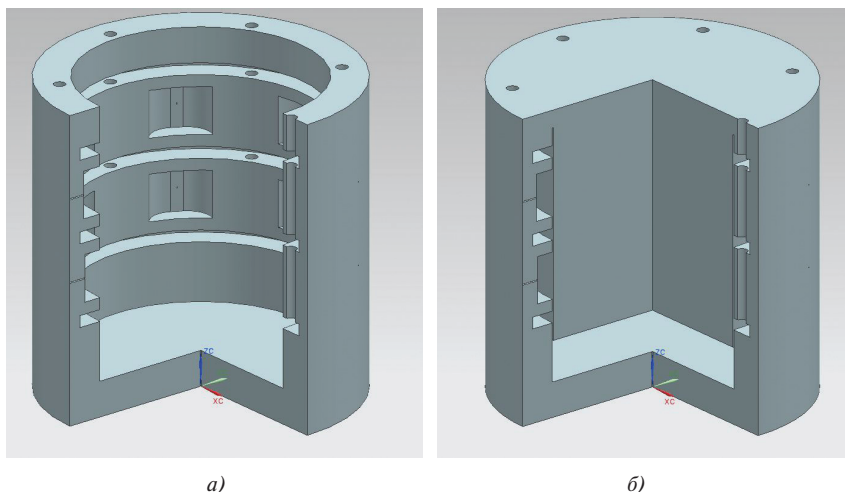


Рис. 3. Трехмерная модель исследуемой мессдозы  
а) — модель цилиндра; б) — модель цилиндра с поршнем

Дальнейшее исследование рабочего процесса в месдозе происходит в программном комплексе *Ansys* под управлением платформы *Workbench*. В рассматриваемом примере выбираем тип анализа: *Fluid Flow (CFX)*. Выполнена генерация предварительной сетки. В результате получается сетка, как на рисунке 4.

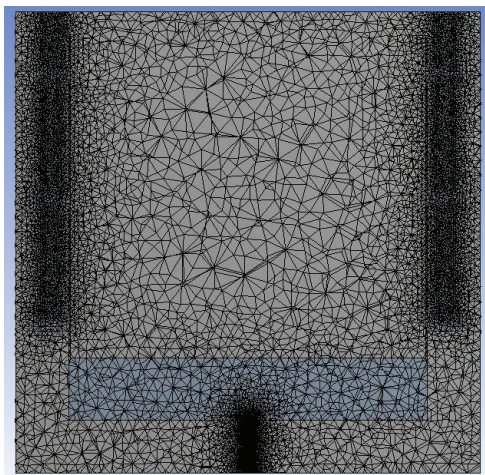


Рис. 4. Окончательный вид сетки конечных элементов

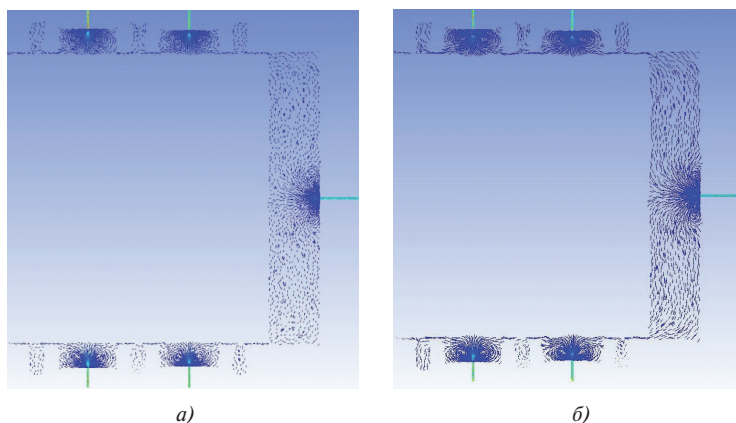
В качестве граничных условий используются: течение жидкости ламинарное в первом расчете, во втором турбулентное, полное давление на входе в расчетную область; статическое давление, равное атмосферному давлению на выходе из расчетной области. В качестве рабочего тела используется масло АМГ-10.

Масло АМГ-10 предназначено для гидросистем авиационной и наземной техники, работающей в интервале температур окружающей среды от  $-60$  до  $+55^{\circ}\text{C}$ . Масло АМГ-10 производится на основе глубокодеароматизированной низкозастывающей фракции, получаемой из продуктов гидрокрекинга смеси парафинистых нефтей и состоящей из нефтяных и изопарафиновых углеводородов. Содержит загущающие и антиокислительные присадки, а также специальный отличительный органический краситель.

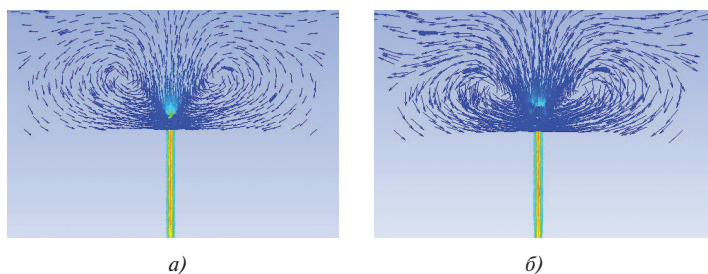
Технические характеристики масла:

|                         |                             |
|-------------------------|-----------------------------|
| Кинематическая вязкость | $10 \text{ мм}^2/\text{с}$  |
| Плотность               | $850 \text{ кг}/\text{м}^3$ |

В результате расчета получены следующие результаты. На рисунке 5 представлены сечения месдозы, на которых изображены вектора направлений потока жидкости в моделях. Особо хотелось отметить течение рабочей жидкости во входных центрирующих камерах (рис. 6, *a* — ламинарное течение, *б* — турбулентное течение).



**Рис. 5.** Вектора направлений потока жидкости в модели  
*a)* — ламинарное течение; *б)* — турбулентное течение



**Рис. 6.** Вектора направлений потока жидкости в модели  
*a)* — ламинарное течение; *б)* — турбулентное течение

На рисунке *6a* наблюдаем, что в местах около дросселя образуются завихрения. Завихрения постоянны и занимают почти всю центрирующую камеру. В свою очередь на рисунке *6б* наблюдаем, что также в местах около дросселя образуются постоянные завихрения, но эти завихрения намного меньше, чем при ламинарном течении.

Завихрения влияют на точность измерения, и нужно избавляться от образования вихрей. В дальнейшем будет проанализирована мессдоза со сферическими центрирующими камерами, а также цилиндрическими камерами, но менее глубокими.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Белоусов А.И. Гидростатический амортизатор шасси. Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. Труды КуАИ, вып. 29. — Куйбышев, 1967. — 148 с.
2. Белоусов А.И. Гидростатический динамометр для замера силы тяги. Некоторые вопросы исследования тепловых машин. Труды КуАИ, вып. 37. — Куйбышев, 1969. — 126 с.



## **МЕТОДИКА И ТЕХНОЛОГИЯ МОНИТОРИНГА ДВИГАТЕЛЕЙ ТВ7-117СМ(СТ) ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ ПО ОСНОВНЫМ ПАРАМЕТРАМ**

Одним из основных требований, предъявляемых к современным двигателям, является возможность эксплуатации по техническому состоянию.

Для обеспечения эксплуатации по техническому состоянию необходимо постоянно контролировать техническое состояние двигателя, его модулей и систем, контролировать основные параметры двигателя и прекращать его эксплуатацию при достижении им предельного состояния.

Для двигателей семейства ТВ7-117 (ТВ7-117С, ТВ7-117СМ, устанавливаемых на самолеты Ил-114, и ТВ7-117СТ, предназначенного для самолета Ил-112) критерии предельного состояния двигателя определяются «Основными данными» на двигатели, к ним относятся: увеличение температуры газов ( $t_g$ ) более 15°C, удельного расхода топлива ( $C_e$ ) более 2% и снижение мощности ( $N_e$ ) более 2% за ресурс до первого капитального ремонта, или за межремонтный ресурс. Методика и технология оценки изменения основных параметров двигателя в настоящее время определяются технологической картой (ТК) № 505 Руководства по технической эксплуатации, которая подразумевает определение предельных параметров по  $t_g$  при первом опробовании двигателя на самолете на режиме МП ( $N_{\text{спр}} = 2000$  л. с.) и при последующих опробованиях сравнение текущих параметров с предельными на отсутствие превышения. При этом периодичность наземных гонок по ТК № 505 определяется регламентом обслуживания (РО) и выполняется при выполнении регламентных работ через  $500 \pm 50$  часов. В межрегламентный период инструментальная оценка изменения основных параметров не предусмотрена.

Методика и технология оценки изменения основных параметров двигателя, определяющих достижение предельного состояния, которые можно было бы реализовать алгоритмически в наземных (и в бортовых) средствах контроля для получения постоянной оценки текущего состояния рассматриваются в данной статье.

Оценка технического состояния двигателей по величинам температуры газов и удельного расхода топлива осуществляется по «эталонным» — базовым моделям, полученным по результатам приемо-сдаточных испытаний на заводе-изготовителе (формулярным данным), параметрам первой наземной гонки двигателей в составе самолета, скорректированных по параметрам последующих 20–30 полетов.

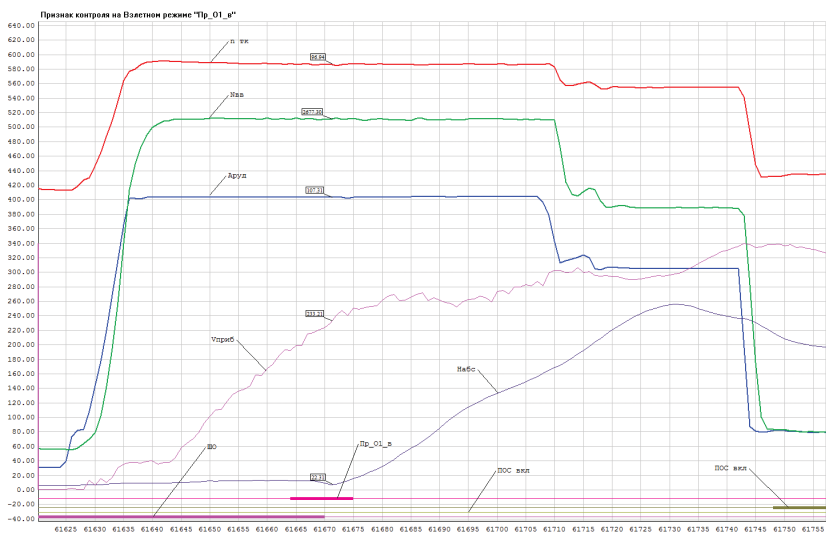
Основой предлагаемой методики является получение численного значения отклонений параметров температуры газов и удельного расхода топлива от их «эталонных» значений после каждого цикла работы и анализ динамики их изменения.

Исходной информацией для разработки методов явилась параметрическая информация по работе двигателей ТВ7-117СМ и ТВ7-117С в составе самолетов Ил-114 в эксплуатации. В качестве рабочей среды для разработки методики взято ПО «Диагностика».

Для достоверной оценки изменения состояния двигателя выбран взлетный режим работы двигателя в момент отрыва самолета, так как на этом режиме двигатель находится в прогретом состоянии, отборы на противообледенительную систему (ПОС) и систему кондиционирования воздуха (СКВ), как правило, отключены, двигатель работает на установившемся максимальном режиме работы.

Для определения параметров двигателя и их последующего анализа разработан алгоритм формирования признака контроля, условиями формирования которого явились:

- «взлетный» режим работы двигателя;
- отсутствие отборов воздуха от двигателя на ПОС и СКВ;
- интервал по времени 5 сек. до и 5 сек. после отрыва самолета от взлетно-посадочной полосы (определяется по снятию сигнала «Шасси обжато») (рис. 1).



**Рис. 1.** Признак контроля на «взлетном» режиме («Пр\_О1\_в»)

На признаке контроля формируются интегральные оценки, к которым относятся:  $N_{вв}$ ,  $n_{тк}$ ,  $n_{ткпр}$ ,  $t_r$ ,  $G_t$ ,  $M_{кр}$ ,  $t_{вх}$ ,  $P_{вх}$ , а также рассчитываемые в программе обработки приведенные параметры  $N_{епр}$ ,  $t_{ппр}$ ,  $G_{тпр}$  и удельный расход топлива  $C_e$ .

Для оценки технического состояния двигателей ТВ7-117СМ(С) рассматриваются два варианта методов — анализ в приведенных параметрах и в физических.

1. Вариант в приведенных параметрах.

Для двигателя ТВ7-117СМ № Т651016002, который с нулевой наработкой был установлен на самолет Ил-114ЛЛ, по результатам первой гонки двигателя в составе самолета построены зависимости приведенных параметров  $\eta_{ткр}$ ,  $t_{тпр}$ ,  $G_{тпр}$  и  $C_e$  от  $N_{ср}$ . В качестве «базовых» параметров взяты параметры для  $N_{ср} = 2500$  л. с. (мощности взлетного режима для двигателей ТВ7-117С и ТВ7-117СМ по ТУ). Зависимости представлены на рисунке 2.

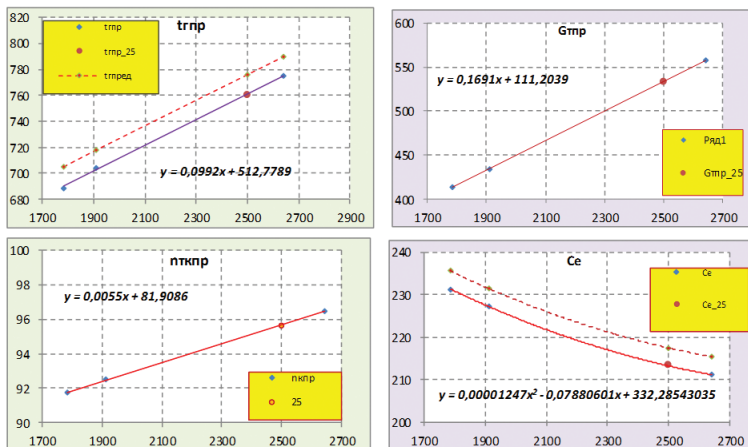


Рис. 2. Зависимости  $\eta_{ткр}$ ,  $t_{тпр}$ ,  $G_{тпр}$  и  $C_e$  от  $N_{ср}$

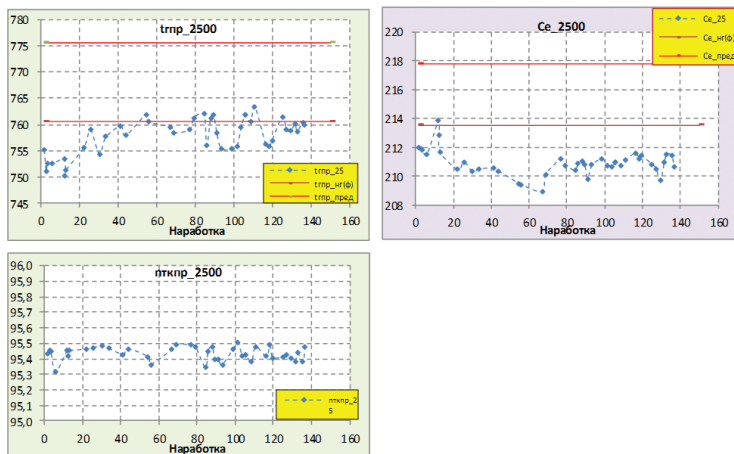


Рис. 3. Графики приведенных к мощности 2500 л. с.  $\eta_{ткр}$ ,  $t_{тпр}$  и  $C_e$  в зависимости от наработки. На графиках  $t_{тпр}$  и  $C_e$  нанесены границы: нижняя — параметр по наземной гонке, верхняя — параметры нижней границы с допуском на максимальное изменение (по ТУ)

Во всех последующих полетах определяются интегральные оценки по приведенным параметрам, которые приводятся к мощности  $N_{\text{нр}} = 2500$  л. с. и сравниваются с «базовыми», оценка динамики их изменения выполняется по алгоритмам трендового анализа.

Двигатель ТВ7-117СМ № Т651016002 наработал с начала эксплуатации в составе самолета Ил-114ЛЛ 136,68 часа, параметры двигателя стабильны.

Для второго двигателя, стоящего на самолете Ил-114ЛЛ, № К651010409, параметрическая информация о работе двигателя стала поступать с 503-го часа наработки, базовые зависимости построены по материалам наземной гонки по ТК505 РЭ на 504-м часу наработки, определены расчетные значения параметров для  $N_{\text{нр}} = 2500$  л. с., относительно которых выполняется анализ их изменения (рис. 4).

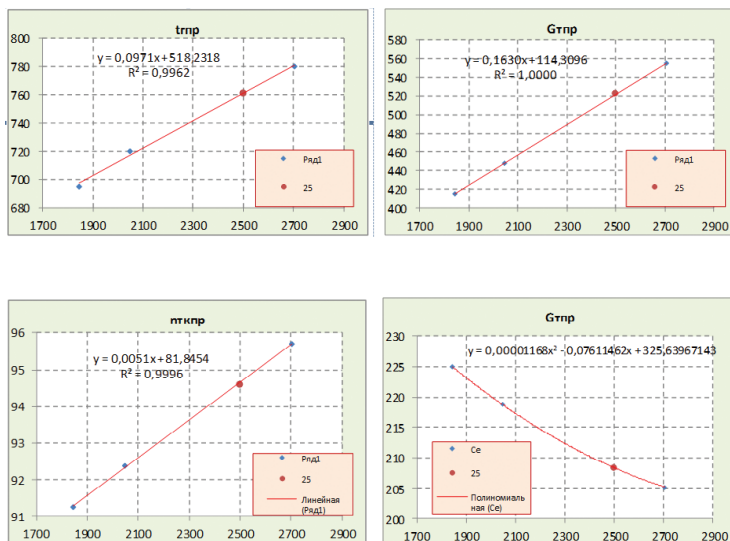
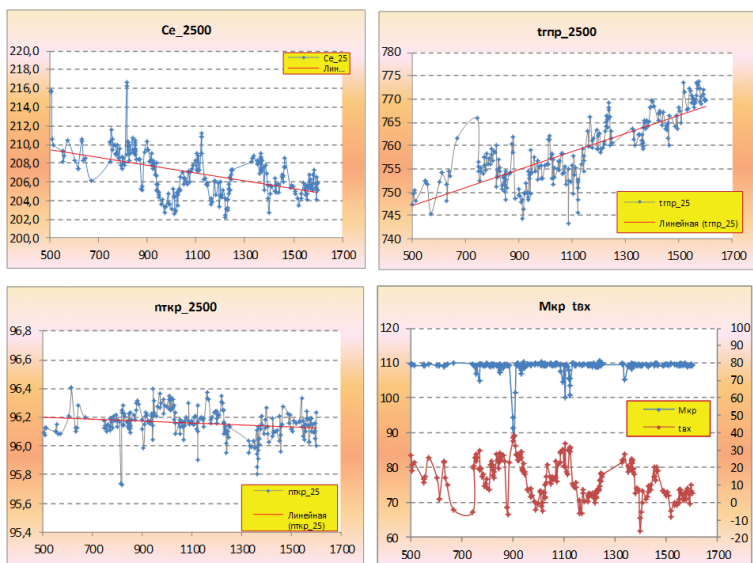


Рис. 4. Зависимости  $n_{\text{ткпр}}$ ,  $t_{\text{тпр}}$ ,  $G_{\text{тпр}}$  и  $C_e$  от  $N_{\text{нр}}$

Базовые параметры, рассчитанные для  $N_{\text{нр}} = 2500$  л. с.

| $N_{\text{нр}}$ | $n_{\text{ткпр}}$ | $t_{\text{тпр}}$ | $G_{\text{тпр}}$ | $C_e$  |
|-----------------|-------------------|------------------|------------------|--------|
| 2500,00         | 94,60             | 760,98           | 521,81           | 208,35 |

На рисунке 5 представлены изменения параметров, приведенных к мощности  $N_{\text{нр}} = 2500$  л. с. в зависимости от наработки двигателя.



**Рис. 5.** Параметры двигателя, приведенные к мощности 2500 л. с. в зависимости от наработки двигателя

Из графиков видно, что за период наработки от 503 до 1600 часов параметры двигателя изменились:

- удельный расход топлива  $C_e$  имеет тенденцию к снижению и идентичен изменению приведенного расхода топлива;
- приведенные обороты ТК имеют незначительную тенденцию к снижению;
- приведенная температура имеет явную тенденцию на увеличение и возросла за этот период примерно на  $24^\circ\text{C}$ , а относительно «базовой» возросла примерно на  $13^\circ\text{C}$ ;
- мощность двигателя оценивалась по изменению  $M_{кр}$ , за этот период  $M_{кр}$  практически не изменился, находится в пределах  $109,5 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ . На графике  $M_{кр}$  отражен вместе с  $t_{вх}$ , все снижения  $M_{кр}$  зафиксированы при  $t_{вх}$  выше  $27^\circ\text{C}$  и связаны с работой ограничителей предельных параметров.

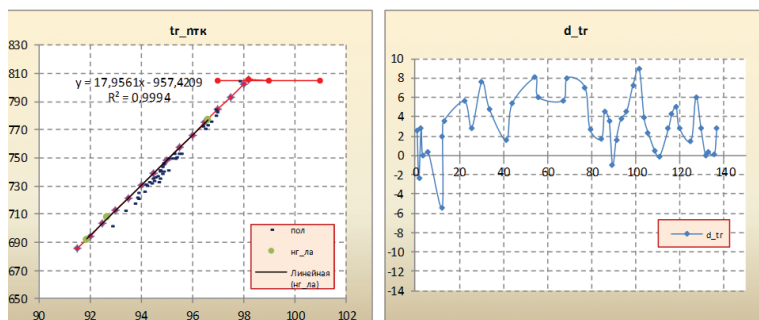
Метод оценки состояния двигателя по приведенным параметрам показывает на примерах двигателей ТВ7-117СМ достаточную чувствительность к изменению основных параметров, особенно по температуре газов, и возможность его применения для оценки состояния двигателей в эксплуатации.

## 2. Вариант оценки по физическим параметрам.

Вариант оценки по физическим параметрам выбран по следующим причинам:

- каждый двигатель имеет свою характеристику  $t_e f(n_{тк})$ , которая изменяется в зависимости от степени «износа» двигателя в процессе эксплуатации;
- на двигателях ТВ7-117СМ на взлетном режиме поддерживается постоянной мощность 2 670 л. с.

Для двигателя ТВ7-117СМ № Т651016002 характеристика  $t_e \sim f(n_{тк})$  построена по материалам первой наземной гонки по ТК 505 в составе самолета, а по двигателю № К651010409 по материалам наземной гонки по ТК 505 и параметрам последующих 50 полетов. По обоим двигателям характеристики построены с учетом параметров ограничения по температуре. По характеристикам определены зависимости  $t_e \sim f(n_{тк})$ . По интегральным оценкам, получаемым в каждом полете, по полученным зависимостям вычисляется расчетная  $t_{e,р}$  для каждого полета, в качестве оценки используется разница между расчетной и фактической температурой газа. Положительная разница показывает наличие запаса по температуре, отрицательная — «уход» температуры на взлетном режиме выше «базовой» границы в сторону предельных значений. Скорость «ухода» температуры и достижение предельных значений определяется алгоритмами трендового анализа и прогноза. На рисунке 6 показаны характеристика для двигателя № Т651016002 и изменение разницы температур по наработке двигателя.



**Рис. 6.** «Базовая» характеристика  $t_r \sim f(n_{тк})$  и график изменения разницы температур по наработке двигателя

Для двигателя № Т651016002 видно, что двигатель по критерию отклонения текущей температуры газа относительно расчетной находится в зоне положительных значений, тенденции смещения в зону отрицательных значений пока нет.

Для двигателя № К651010409 на рисунках 7–9 показаны:

- «базовая» характеристика  $t_r \sim f(n_{тк})$  с границей предельных значений;
- «базовая» характеристика с параметрами двигателя через каждые 100 часов наработки;
- график изменения разницы между расчетной и фактической температурами по наработке двигателя.

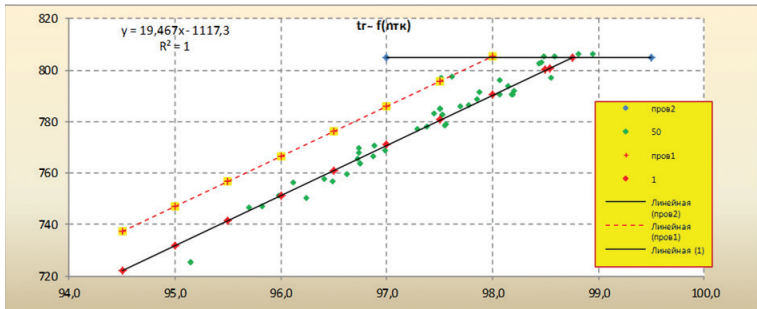


Рис. 7. Характеристика  $t_2 \sim f(n_{mk})$  с границей допуска по ТУ

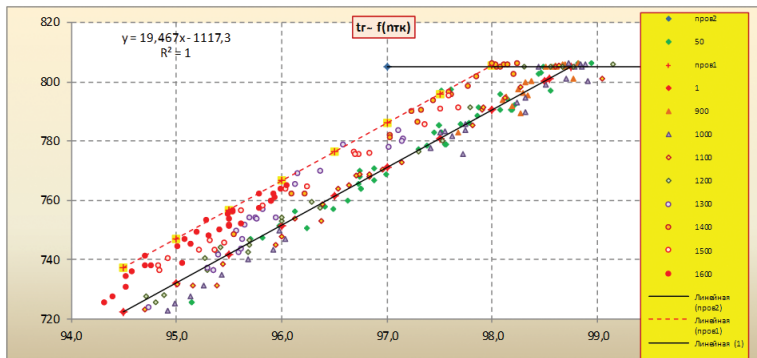


Рис. 8. Характеристика  $t_{\Gamma} \sim f(n_{TK})$  и параметры двигателя на взлетном режиме через каждые 100 часов наработки

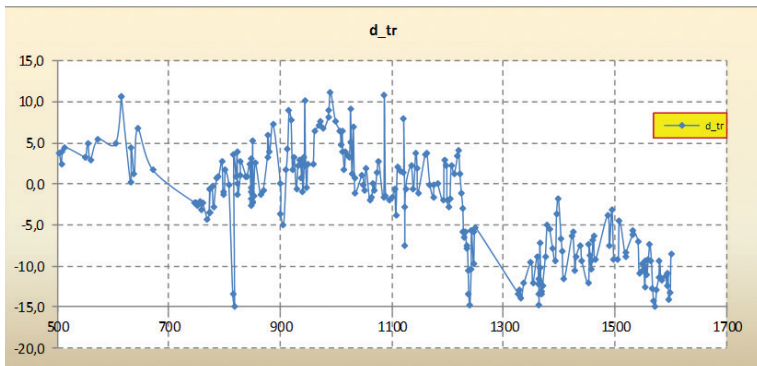


Рис. 9. Изменение разницы между расчетной и фактической температурами по наработке двигателя

Анализ графиков показывает, что до наработки 980–990 часов параметры двигателя находились в районе «базовой» характеристики с небольшими отклонениями как в положительную, так и в отрицательную область без явной тенденции к устойчивому изменению. После наработки 990 часов видна явная тенденция на уменьшение разницы между фактической и расчетной температурами с  $9^{\circ}\text{C}$  до  $14^{\circ}\text{C}$  за 610 часов наработки (рис. 9). На рисунке 8 внесены параметры двигателя на взлетном режиме с интервалами по наработке 100 часов, после наработки 1000 часов параметры начали смещаться в сторону границы предельных значений и к наработке 1600 часов находятся вблизи или на границе предельных значений. Превышение «базовой» характеристики по температуре составляет примерно  $13\text{--}14^{\circ}\text{C}$ , что свидетельствует о нахождении двигателя рядом с границей предельного состояния.

По аналогичной методике проверены параметры двигателей ТВ7-117С, характеристика для двигателей построена по расчетным параметрам ограничений  $\text{птк}$  и  $\text{тг}$  (по алгоритмам работы электронного регулятора РЭД-65). Для двигателей К65019801 и К65019802 результаты представлены на рисунке 10.

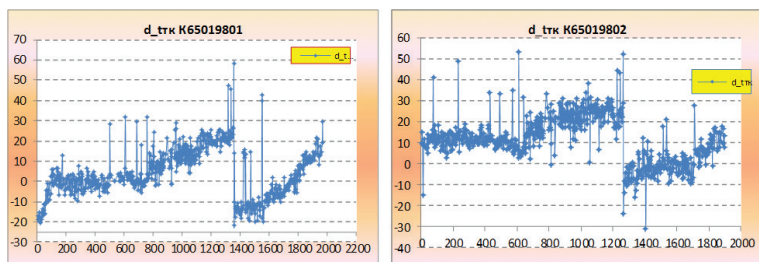


Рис. 10. Параметры двигателей К65019801 и К65019802 на взлетном режиме

Примечание: для двигателей ТВ7-117С интегральные оценки по температуре определены как разница между текущими и расчетными значениями параметров.

Параметры второй пары двигателей К65019901 и К65019902 имеют аналогичный характер изменений. Ступенчатое изменение при наработке 1200–1400 часов связано с проведением восстановительных работ после отстранения двигателей по результатам инспекций технического состояния при продлении эксплуатационного ресурса.

Анализ полученных результатов показывает:

- для двигателей ТВ7-117СМ (С) наиболее чувствительным из основных параметров к изменению технического состояния является температура газов, изменение удельного расхода топлива ухудшения не показывает, в определенной степени это связано с точностью регистрации расхода топлива и необходимостью более детального анализа расхода топлива при вступлении в работу ограничителей;
- методы оценки состояния двигателей по изменению физических и приведенных параметров показали, что они оба достаточно эффективны



и по результатам применения получилась одинаковая количественная оценка по изменению температуры газов для двигателя № К651010409;

- применение обоих методов показывает, что двигатель № Т651016002 по всем основным параметрам стабилен и не имеет тенденции к их ухудшению, а двигатель № К651010409 за 1600 часов наработки по параметрам температуры газов практически достиг границы предельного состояния;
- по двигателям ТВ7-117С метод оценки по физическим параметрам продемонстрировал свою эффективность.

Данная методика позволяет проводить оценку текущего состояния двигателя, прогнозировать динамику ее изменения, планировать проведение профилактических мероприятий, таких как инспекции горячей (проточной) части двигателя, промывки ГВТ, прогнозировать выработку ресурса. Данная методика может быть рекомендована к реализации алгоритмически в наземных средствах контроля. Для реализации методики необходимо продолжить работы в целях:

- апробации на двигателях ТВ7-117СТ при проведении стендовых испытаний и ЛКИ;
- уточнения и нормирования критериев состояния двигателей;
- разработки алгоритмов, включая алгоритмы трендового анализа и прогноза, в полном объеме методики;
- стыковки результатов работы алгоритмов с фактическим состоянием двигателей;
- отработки предложений по корректировке эксплуатационных документов (РЭ и РО) в части уточнения объема и технологии выполнения работ по оценке технического состояния двигателя по результатам работы алгоритмов.

## Условные обозначения

$N_{\text{вв}}$  — мощность на валу ВВ, л. с.;

$n_{\text{тк}}$  — частота вращения ротора ТК, %;

$n_{\text{ткпр}}$  — приведенная частота вращения ротора ТК, %;

$t_{\text{г}}$  — температура газов перед свободной турбиной, °С;

$G_{\text{т}}$  — расход топлива по датчику ДРТ1-18А, кг/час;

$G_{\text{тпр}}$  — приведенный расход топлива, кг/час;

$M_{\text{кр}}$  — крутящий момент на валу ВВ, кгс\*м;

$t_{\text{вх}}$  — температура воздуха на входе в двигатель, °С;

$P_{\text{вх}}$  — абсолютное давление воздуха на входе в двигатель, кгс/см<sup>2</sup>;

$t_{\text{тпр}}$  — приведенная температура газа перед свободной турбиной, °С;

$N_{\text{е пр}}$  — приведенная мощность двигателя, л. с.;

$C_{\text{е}}$  — удельный расход топлива, г/л. с. час.

## Перечень принятых сокращений

СКВ — система кондиционирования воздуха;

ПОС — противообледенительная система;

ПО — программное обеспечение;

ПСИ — приемо-сдаточные испытания.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Егоров И.В., Карасёв В.А., Скибин В.А.* Информационные технологии в диагностике технического состояния ГТД. М.: Торус-Пресс, 2011.
2. *Новиков А.С., Пайкин А.Г., Сиротин Н.Н.* Контроль и диагностика технического состояния ГТД. М.: Наука, 2007.
3. Методические указания. 139–85, Определение технического состояния авиационных ГТД по тенденциям изменения регистрируемых параметров.

Руководитель ПБ «Автоматика» —  
Заместитель главного конструктора

*С.А. Конашков*

Ведущий конструктор

*А.Ю. Калемнев*

УДК 621

*А.А. Мусеев, Е.Ю. Орлова*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург*

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ: МЕТОДОЛОГИЯ, ОСОБЕННОСТИ И НЕОБХОДИМЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ПЕРЕВОДА НА ЭКСПЛУАТАЦИЮ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ

В статье рассмотрена методология эксплуатации двигателей по техническому состоянию в сравнении с отечественным подходом к разработке и эксплуатации двигателей. Описаны особенности перевода изделий на эксплуатацию по техническому состоянию. На примере двигателя ТВ7-117В указаны необходимые условия для перевода на эксплуатацию по техническому состоянию и сделаны выводы по особенностям эксплуатации двигателя по состоянию.

*Ключевые слова:* авиационный газотурбинный двигатель (ГТД), ресурс, эксплуатация по техническому состоянию, основные детали, управление ресурсом, контролепригодность, диагностика.

## Введение

Одним из важнейших технико-экономических показателей совершенства авиационных двигателей, их качества, уровня конструктивно-технологических решений и конкурентоспособности является ресурс (наряду с техническими па-

раметрами двигателя и его безотказностью). Под ресурсом будем понимать наработку двигателя (или его деталей) от начала эксплуатации или ее возобновления после проведения ремонтных работ до наступления предельного состояния [1].

На протяжении нескольких десятилетий двигатели отечественного производства значительно уступали и продолжают уступать зарубежным аналогам в части эксплуатационного ресурса. Разница по величине установленного ресурса зарубежных и отечественных ГТД составляет порядка 2–6 раз по часам и 4–10 раз по циклам.

Причиной такого отставания является разница в подходах к созданию и доводке двигателей.

При разработке отечественных двигателей предыдущих поколений в первую очередь решалась задача обеспечения технических параметров двигателя с последующей доводкой в ходе эксплуатации для обеспечения необходимого уровня безотказности и высокого ресурса. Такая методология приводила к необходимости внедрения в эксплуатацию большого количества мероприятий по устранению недостатков и в ряде случаев к созданию модификаций (новых серий) двигателей с улучшенными показателями.

В ходе доработок и устранения недостатков надежность двигателей постепенно повышалась, увеличивался их ресурс, однако не столь заметно, чтобы стать сопоставимым с ресурсом летательных аппаратов. Поэтому для эксплуатации, например, самолетного парка этот недостаток приходилось компенсировать выпуском дополнительного количества двигателей.

Применяемая при этом методология установления ресурсов двигателя основывалась на так называемой модели фиксированного ресурса, которая предполагала, что ресурс всего двигателя определяется долговечностью наиболее слабого элемента. Так, при минимальном (по сравнению со всеми деталями двигателя) ресурсе турбинных лопаток установление ресурса двигателю проводилось исходя из параметра долговечности этих самых лопаток.

Для обеспечения требуемых в то время величин проектных ресурсов такой подход являлся удовлетворительным, поскольку отвечал регламенту существовавшей в то время нормативной базы.

В применении к эксплуатации двигателя понятие «фиксированный» подразумевало жестко определенные временные интервалы для проведения ремонтных работ и величину наработки до снятия двигателя с эксплуатации.

С течением времени потребность в увеличении ресурсных показателей вновь разрабатываемых ГТД и существующих модификаций, вкупе с переосмыслением критериев оценки долговечности ГТД, развитием расчетных методов и экспериментальных исследований, привели к ряду противоречивых моментов, как с точки зрения самой процедуры увеличения ресурса путем проведения длительных и эквивалентных испытаний, так и в части расчетного подтверждения ресурсов двигателя.

Во-первых, при возросших ресурсах значительно увеличилась стоимость проведения ресурсных испытаний. Здесь подразумеваются и затраты на изготовление нескольких экземпляров двигателей для постановки на испытания, и стоимость топлива, и внушительная трудоемкость работ по съему, разборке, дефектации и анализу состояния деталей.

Во-вторых, стало ясно, что итоговая информативность ресурсных испытаний двигателя в сборе для оценки прочностной надежности основных деталей невелика, поскольку условия нагружения в испытательном цикле с точки зрения индивидуальных повреждаемостей основных деталей отличны от условий нагружения в эксплуатации, что не гарантирует достоверной оценки их ресурса.

Таким образом, появилась необходимость разработки эффективного и с экономической точки зрения оптимального подхода к процессу наращивания ресурсов авиационных ГТД.

В данной статье рассматриваются методологические основы эксплуатации двигателей по техническому состоянию, а также необходимые условия для перевода двигателей на эксплуатацию по техническому состоянию.

### **1. Методология и условия эксплуатации по техническому состоянию**

Основной целью внедрения эксплуатации по техническому состоянию изделий является сокращение затрат на их эксплуатацию и восстановление при обеспечении заданных уровней надежности и безопасности полетов.

В основе эксплуатации по техническому состоянию лежит модель так называемого дифференцированного ресурса. Здесь акцент при оценке безотказности и долговечности ГТД переносится с двигателя в целом на его критические (основные) детали и их ресурсы.

Данная модель предполагает возможность замены в эксплуатации тех элементов двигателя, ресурс которых исчерпан. «Ресурс» системы принимается по наиболее надежному элементу, так как детали и узлы с меньшим ресурсом в процессе эксплуатации предполагается снимать и заменять новыми.

При таком подходе ресурс и срок службы двигателя являются понятиями эквивалентными, поскольку состав ресурсных (сменяемых) деталей определяется преимущественно экономическими соображениями.

Плановый съем двигателя для проведения заводских ремонтов заменяется инспекциями и контрольно-восстановительными работами.

Возможность применения эксплуатации по техническому состоянию обеспечивается такими категориями, как контролепригодность, диагностика, эксплуатационная технологичность, ресурсное (прочностное) проектирование и расчеты, статистические исследования условий эксплуатации, банк данных по конструкционной прочности и механическим свойствам применяемых материалов, квалификация штата специалистов. В комплексе они формируют необходимые условия для перевода двигателей на эксплуатацию по техническому состоянию.

Эксплуатация двигателя по техническому состоянию обладает следующими преимуществами:

- увеличение ресурса двигателя в данном случае происходит более быстрыми темпами за счет «разделения труда» между разработчиком и эксплуатантом — посредством динамичного увеличения ресурсов его основных деталей и сохранения работоспособности двигателя посредством своевременного проведения технического обслуживания и ремонта узлов в процессе эксплуатации;

- использование в полной мере ресурсного потенциала деталей, наименее повреждаемых в эксплуатации, без принудительного их съема по модели фиксированного ресурса является экономически более выгодным мероприятием с позиции эксплуатанта; снижение эксплуатационных затрат за счет замены трудоемких и дорогостоящих плановых заводских ремонтов изделий видами регламентных контрольно-восстановительных работ;
- перенос внимания с ресурса двигателя в целом на ресурс его основных деталей приводит к возможности избежать продолжительных ресурсных испытаний двигателя, что является экономически выгодным фактором в части затрат на топливо;
- проведение эквивалентно-циклических испытаний для подтверждения ресурсов основных деталей в составе узлов на разгонных стендах позволяет разрабатывать программы испытаний, наиболее приближенные по коэффициентам соответствия к полетным условиям, что в свою очередь положительно сказывается на трудоемкости подготовительных и испытательных процессов, на времени проведения работ.

Несмотря на очевидные преимущества эксплуатации по техническому состоянию, потребность в организации работ для внедрения данного подхода в жизненный цикл серийных, опытных и вновь разрабатываемых изделий должна учитывать ряд замечаний.

С одной стороны, целесообразность применения ЭТС напрямую зависит от номенклатуры изделий предприятия-разработчика, величины полных назначенных ресурсов этих изделий, «конструктивных возможностей» самих изделий для эксплуатации по техническому состоянию.

Так, например, если рассматривать семейство двигателей РД-33 (с величиной назначенного ресурса 4 000 часов / 4 000 циклов) и условия их применения, то эксплуатация данных изделий по фиксированным назначенному, до первого капитального и межремонтного ресурсам, т. е. в терминологии современных нормативных документов по СУР1, представляется достаточно закономерной.

С другой стороны, смена методологии управления ресурсами влечет за собой ряд преобразований, требующих серьезных финансовых затрат на обеспечение возможности применения эксплуатации по техническому состоянию как со стороны разработчика, так и со стороны эксплуатанта. Кроме того, требуется проведение ревизии и оценка состояния расчетно-экспериментальной базы предприятий-разработчиков с последующей ее модернизацией с целью обеспечения возможности выполнения всех предписаний нормативных документов.

По существующим оценкам, с учетом перспектив по созданию новой техники и в целом развития в России такого формата, как эксплуатация изделий по техническому состоянию, затраты на формирование научно-технической и технологической базы являются экономически оправданными.

### *Ресурсное проектирование*

Объем ресурсных работ напрямую зависит от требований технического задания (ТЗ) на двигатель в части ресурсов и этапа его (двигателя) разработки.

Так, для вновь разрабатываемого изделия (или модификации), эксплуатация которого изначально заложена по техническому состоянию, или изделия, в ТЗ на которое оговорены ресурсы двигателя в целом по СУР1 с возможностью перевода на эксплуатацию по состоянию, ключевым моментом является применение так называемого ресурсного (прочностного) проектирования (в отечественную практику данный термин ввел И.А. Биргер в конце 80-х годов).

Ресурсное проектирование представляет собой разработку основных узлов и деталей двигателя на основе их расчетов на прочность с оценкой запасов по циклической долговечности, в том числе с учетом снижения прочности материала в процессе эксплуатации. Повысить точность расчета действующих напряжений в деталях помогает учет реальных коэффициентов концентрации, а также применение метода конечных элементов в упругопластической зоне деформации.

Одним из инструментов для успешного проектирования являются программы многоуровневой оптимизации, позволяющие значительно ускорить итерационный процесс выбора параметров конструкции, отвечающей требованиям по несущей способности, долговечности и т. д.

Современные требования к подтверждению ресурсов основных деталей предписывают применение методов расчета циклической долговечности с использованием экспериментальных кривых малоциклового усталости и методов, основанных на исследовании скорости развития трещины усталости (СРТУ). Поэтому уже на этапе проектирования стоит закладывать в расчет ресурсные характеристики деталей, исходя из вышеуказанных требований.

Данные расчеты являются поверочными и должны проводиться отчасти на этапе рабочего проектирования в рамках имеющихся исходных данных и в большей мере при доводке двигателя, когда уже известны экспериментальные данные по термометрированию и тензометрированию.

Кроме того, для расчетного обеспечения требований по подтверждению ресурсов необходимым является наличие банка данных по физико-механическим и теплофизическим свойствам применяемых материалов при рабочих условиях, кривые малоциклового усталости (МЦУ), кривые (графики) развития роста трещины.

Хочется отметить, что вопрос формирования банка данных по свойствам материалов является актуальным для отрасли в целом. Это обусловлено тем, что, во-первых, организация централизованного банка материалов для всех предприятий отрасли позволит выработать общую методику верификации расчетов и создать своего рода стандарт для расчетов на прочность (касаемо расчетов МЦУ и СРТУ по подтверждению ресурсов). Во-вторых, накопление данных по свойствам материалов за счет общих усилий предприятий отрасли в части проведения испытаний является экономически эффективным мероприятием.

Таким образом, если при разработке нового двигателя учтены условия достаточной контролепригодности, диагностики и эксплуатационной технологичности, а также учтена оценка ресурсов по методологии МЦУ и СРТУ, — это есть суть предпосылка для успешной эксплуатации по техническому состоянию, поскольку при применении данных расчетных подходов в конструкцию закладывается запас на случаи возможных отклонений в части технологических дефектов в материале.

При этом важно обратить внимание на возможность снижения существующих нормируемых запасов, поскольку уточнение расчетных моделей фактически сужает рамки «расчетной неопределенности».

Если говорить об изделиях, эксплуатирующихся по СУР1 с фиксированными ресурсами, наращивание ресурсов которых предполагается в рамках эксплуатации по техническому состоянию, то в первую очередь необходимо обосновать возможность перевода двигателя на эксплуатацию по техническому состоянию и определиться со стратегией, по которой будет проводиться наращивание ресурсов основных деталей.

Рассмотрим на примере двигателя ТВ7-117В условия для его перевода на эксплуатацию по техническому состоянию.

Основным документом при эксплуатации по техническому состоянию является План управления ресурсом (ПУР). ПУР — это регламентация процедуры обеспечения качественной отработки заложенного в двигатель ресурса, основанная на комплексе инспекций (на крыле и в лаборатории), испытаний и ремонта модулей и деталей двигателя. План включает все работы по установлению ресурса основных деталей и мероприятия, проводимые на двигателе при отработке ресурса в эксплуатации.

Разработка ПУР начинается с выбора стратегии управления ресурсом. Поскольку выбор стратегии влияет на конструкцию двигателя, он должен быть сделан на этапе Технического задания.

Двигатель ТВ7-117В разрабатывался с условием эксплуатации по СУР1. Учитывая, что по СУР1 двигатель ТВ7-117В имеет назначенный ресурс 200 часов и до первого капитального ремонта и межремонтный 100 часов с установленными ресурсами основным деталям свыше 2 000 часов, экономически целесообразным являются уход от дорогостоящих испытаний на полноразмерных машинах и проведение работ по наращиванию ресурсов основных деталей.

При этом в качестве метода эксплуатации двигателя ТВ7-117В была определена эксплуатация при использовании стратегии управления ресурсом Д33.2.1.(2) АП-33, т. е. эксплуатация по ресурсу основных деталей методом эксплуатации по техническому состоянию. Ряд особенностей эксплуатации двигателя ТВ7-117В в соответствии с Планом управления ресурсом двигателя ТВ7-117В при использовании стратегии управления ресурсом Д33.2.1(2) (ПУР) будут рассмотрены в разделе 2.

### *Расчеты на прочность*

В части расчетного подтверждения ресурсов основных деталей важную роль играют исходные данные по нагрузкам и тепловому состоянию, а также верификация расчетных моделей на основе экспериментальных данных.

При формировании исходных данных для расчетов на прочность используют типовые полетные циклы (ТПЦ) или обобщенный полетный цикл (ОПЦ). При этом в запас учитывают возможные изменения параметров к концу ресурса.

На практике при длительных ресурсных испытаниях двигателя по результатам термометрирования наблюдают картину температурных полей, отличающуюся от расчетной. Здесь, в силу малого количества испытываемых изделий, проблемным моментом является отсутствие достаточной статистики для оценки причин

расхождения результатов расчета и эксперимента. Это является краеугольным камнем при попытке верификации расчетной модели, приводящей впоследствии к результатам, например, по циклической долговечности основных деталей, несогласующимся с реальными ресурсами деталей, подтвержденными эксплуатацией.

В качестве преодоления данной проблемы можно рассмотреть возможность решения обратной задачи по определению условий нагружения расчетной модели, исходя из наработки и ресурсов деталей базового двигателя в эксплуатации с учетом статистики реальных полетных циклов.

Для верификации расчетных прочностных моделей необходимо иметь результаты экспериментов по определению свойств применяемых материалов (предел прочности, предел текучести, пределы длительной прочности в спектре рабочих температур, кривые деформирования, графики малоциклового усталости и др.).

Также необходимо проведение исследований для обоснования применения тех или иных методов расчета НДС и циклической долговечности с тем, чтобы для условий эксплуатации конкретного изделия оценить, например, вклад переходных режимов в повреждаемость основных деталей, влияние нестационарных процессов на НДС деталей в цикле.

Неотъемлемой частью расчетов на прочность должен быть подход с применением метода конечных элементов (МКЭ) в трехмерной постановке, поскольку он позволяет исследовать критические зоны в детали с большей степенью точности, чем классические подходы (осесимметричные задачи) с использованием коэффициентов концентрации напряжений.

Рассмотрим место МКЭ в структуре инженерного анализа конструкций.

На рисунке 1 схематически разделим методы инженерного анализа.

С помощью классических методов задачи распределения полей решаются напрямую, используя системы дифференциальных уравнений, построенные на основании фундаментальных физических принципов. Точное решение возможно только для простейших случаев геометрии, нагрузок и граничных условий.

Приближенными методами может быть решен более широкий круг классических задач. Результаты в этом случае имеют форму рядов, в которых после исследования сходимости отбрасываются младшие члены. Приближенные методы также требуют регулярной геометрической формы, простых граничных условий и удобного приложения нагрузок.

Принципиальное преимущество классических методов состоит в том, что они обеспечивают глубокое понимание исследуемой проблемы.

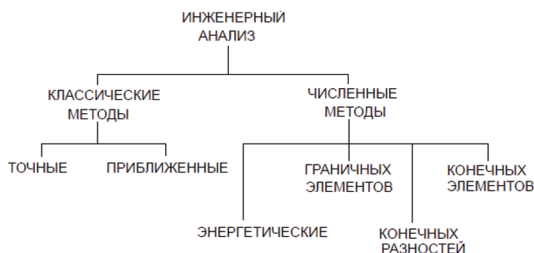


Рис. 1. Методы инженерного анализа



Метод конечных элементов может быть обобщен практически на неограниченный класс задач благодаря тому, что позволяет использовать элементы различных форм для получения сеточных разбиений любых нерегулярных областей. Размеры конечных элементов в разбиении могут различаться в десятки раз. Нагрузки и граничные условия могут иметь произвольный вид. Основной проблемой становится увеличение издержек на понимание результата. За общность решения приходится платить потерей интуиции, поскольку конечно-элементное решение — это по существу куча чисел, которые применимы только к конкретной задаче. Изменение любого существенного аспекта в модели обычно требует повторного решения задачи. Однако это несущественная цена, поскольку метод конечных элементов часто является единственно возможным способом решения сложных задач.

Таким образом, на этапе уточнения расчетных моделей и детальных исследований необходимо аккуратное применение МКЭ. Говорить о неправильности подходов, используемых в 70-е — 80-е годы для оценки НДС конструкций некорректно, но с появлением вычислительных мощностей и развитием МКЭ детальный анализ с возможностью, например, учета пластической теории позволяет глубже понять проблему конструкций.

Регламентируемые методы оценки долговечности основных деталей, основанные на расчетах МЦУ с учетом реальных кривых деформирования, и методы по оценке скорости развития трещины усталости с верификацией по результатам испытаний образцов являются не просто необходимостью при проведении работ по подтверждению ресурсов, но и являются важным звеном при проектировании и доводке, поскольку эти методы суть возможность прогнозирования ресурсных показателей разрабатываемых деталей и узлов.

Проблемы расчетов на прочность с точки зрения удовлетворения норм прочности:

- при применении подходов с использованием МКЭ, т. е. фактически переходя к расчетам твердотельных моделей, геометрически соответствующих реальным конструкциям, встает вопрос об изменении нормируемых запасов прочности, которые закладывались из учета «запаса на незнание». Однако реальность такова, что нет возможности для проведения требуемого объема расчетных исследований в обоснование выбора запасов прочности;
- сложность получения необходимых экспериментальных данных для учета в расчетных моделях;
- требуется разработка стандартизованных расчетных методик, применяемых во всех организациях отрасли.

## **2. Основные вопросы перевода двигателя на эксплуатацию по техническому состоянию в соответствии с Планом управления ресурсом двигателя ТВ7-117В при использовании стратегии управления ресурсом Д33.2.1(2) АП-33 [3].**

2.1. Преимущества и недостатки с точки зрения экономической составляющей перевода двигателя на эксплуатацию по состоянию с точки зрения работчика и эксплуатанта.

С точки зрения эксплуатанта преимущества перевода двигателей на эксплуатацию по Д33.2.1(2) очевидны — исключаются дорогостоящие капитальные ремонты, основные детали, которые достигают назначенного ресурса, меняются в эксплуатации в составе модулей, т. е. двигатель практически не выводится из эксплуатации. При этом вообще не возникает необходимости в новых двигателях, поскольку модули двигателя можно менять в эксплуатации любое количество раз. А если прибавить к этому развитую систему диагностики, которая является необходимым условием для перевода на эксплуатацию по состоянию, то преимущества для эксплуатанта становятся еще больше очевидными.

Если рассматривать вопрос с точки зрения разработчика или серийного завода, то перевод на эксплуатацию по Д33.2.1(2), во всяком случае в настоящее время, не выгоден. Структура предприятий авиационной промышленности России такова, что перевод двигателей на эксплуатацию по состоянию однозначно может привести к снижению финансовых поступлений. В настоящее время при эксплуатации по СУР (1) основные затраты предприятия — увеличение ресурса. При этом увеличение ресурса приводит к снижению количества проведенных капитальных ремонтов двигателя, что приводит к убыткам серийного завода. Кроме того, всем еще очень хорошо помнится время, когда во время перестройки, да и после нее, практиковалась практика продления ресурса частями (не более 50 в соответствии с [2]). И если предприятия — разработчики авиационных двигателей в основном остались на плаву, то многие разработчики агрегатов разорились, поскольку их продукция просто не была востребована. Следствием этого в настоящее время является практически полное отсутствие в России предприятий, занимающихся разработкой агрегатов, тем более на современном уровне.

Одним из вероятных преимуществ может служить исключение необходимости проводить ресурсные испытания двигателей, однако ресурсные испытания основных деталей двигателя предусмотрены в обязательном порядке (п. 10 [3]).

Для иностранных разработчиков перевод двигателя на эксплуатацию по состоянию является преимуществом, поскольку, учитывая огромное количество разрабатываемых модификаций и большое количество эксплуатантов, это позволяет им в процессе эксплуатации в очень короткое время выявлять все недостатки двигателя, оперативно их устранять, а также использовать полученные результаты в создании последующих модификаций. И если сравнить финансирование новых разработок у иностранных предприятий, преимущества от эксплуатации двигателей по состоянию для иностранных разработчиков очевидны.

2.2. Разработка системы диагностики и системы информационно-диагностической сетевой системы поддержки двигателей в эксплуатации.

Необходимость разработки системы диагностики, в том числе вибродиагностики, очевидна. Однако со стороны разработчика требует значительных технических и материальных затрат. Для разработки системы требуется развитая контролепригодность двигателя и обработка материалов полетов всех эксплуатантов (которые по разным причинам не всегда готовы их предоставлять). И в этом отношении предстоит огромная работа, поскольку требование обеспечить соответствующий уровень диагностики в [2] существует достаточно давно, однако при этом институты заказчика и разработчика никогда не требовали представить диагностику двигателя в полном объеме. А поскольку это не тре-

бовалось, то и не выполнялось. Поэтому в этом направлении российским разработчикам предстоит пройти большой путь.

Кроме того, для перевода на эксплуатацию по состоянию требуется разработка информационно-диагностической сетевой системы поддержки двигателей в эксплуатации (далее Система). Совершенно очевидно, что такая Система должна быть единой для всей России, чтобы и разработчики, а главное, эксплуатанты действовали по всем понятным и простым правилам, и это было бы введено на законодательном уровне. Особенно это важно для эксплуатантов, которые эксплуатируют двигатели различных разработчиков, поскольку, если они будут иметь дело с различными системами информационно-диагностической поддержки разных разработчиков, преимущества перевода для них двигателей на эксплуатацию по состоянию станут для них не столь очевидными. Указанная Система должна быть, вероятно, разработана под эгидой ОДК силами институтов заказчика и разработчика при участии всех разработчиков двигателей. Примером такой системы может служить система IFS application, повсеместно применяемая на иностранных двигателях, которая, помимо сбора данных и их анализа, обеспечивает всестороннюю логистическую поддержку эксплуатантов. При этом разработка такой системы в России не должна занимать годы, как это обычно бывает, а должна быть оперативно разработана в ближайшее время.

Возвращаясь к разработке системы диагностики, хочется также отметить необходимость объединения усилий всех разработчиков двигателей под эгидой ОДК, поскольку, во-первых, речь у всех идет о диагностике именно авиационных двигателей, принцип действия которых одинаков. Такая совместная разработка должна будет существовать и в дальнейшем, когда в будущем будут применяться другие принципы работы авиационных двигателей, которые закладываются уже сейчас. Разработчики двигателей просто не в состоянии по отдельности разрабатывать такие всеобъемлющие системы, только объединение их усилий позволит создать системы, которые действительно позволят эксплуатировать двигатели по техническому состоянию.

2.3. Теперь рассмотрим вопрос установления и увеличения ресурса основных деталей.

В соответствии с п. 10 [3] увеличение ресурсов основных деталей двигателя ТВ7-117В будет осуществляться двумя следующими методами.

- На основе концепции безопасной долговечности до появления трещины малоциклового усталости, выявляемой методами диагностики (неразрушающим контролем). В этом случае отказом рекомендуется считать появление трещины глубиной 0,4 мм и более и длиной 0,8 мм и более. В случае неглубоких трещин большей длины вопрос о допустимости этих трещин согласовывается с компетентным органом.
- На основе концепции безопасного развития трещины — с учетом возможной потери функциональной способности, т. е. развития трещины до критической величины, при которой начинается ее ускоренный рост, создающий опасность быстрого разрушения детали или приводящий к появлению недопустимого дисбаланса, недопустимому снижению несущей способности (с учетом возможной раскрутки ротора) или к другим опасным последствиям.

Методология приведена в [2].

Таким образом, увеличение ресурса основных деталей ПУР предусмотрено в обязательном порядке. Но при этом необходимо отметить, что программы испытаний основных деталей вовсе не остаются изначальными, а подлежат корректировке в соответствии с реальными полетными циклами, которые будут иметь место в эксплуатации. В п. 3 [3] указано: «После начала эксплуатации двигателей ТВ7-117В типовые полетные циклы (ОПЦ) будут уточняться на основании статистического обобщения информации, имеющейся в формулярах двигателей, по данным подсчета наработки в системе автоматического управления двигателем, бортовых регистраторов или специальных обследований.

Корректировка типовых полетных циклов (обобщенного полетного цикла) двигателя ТВ7-117В будет производиться в течение первых трех лет эксплуатации — ежегодно, в дальнейшем через 3–5 лет, а также при изменении назначения и условий эксплуатации двигателя».

Указанное в [3] означает лишь одно — те типовые полетные циклы (ТПЦ), которые задаются институтом заказчика для разработки модификаций базовых двигателей, не соответствуют реальным ТПЦ, которые имеют место в эксплуатации. В случае с двигателем ТВ7-117В это подтверждает тот факт, что новый ТПЦ был представлен институтом заказчика практически при проведении сертификации двигателя для эксплуатации по ДЗ3.2.1(2). Это означает также и то, что работы по учету реальных ТПЦ в эксплуатации не проводятся, иначе как можно объяснить тот факт, что институты заказчика при разработке модификаций двигателей дают ТПЦ, аналогичные базовым двигателям, когда эти двигатели только начинали разрабатываться и данных из эксплуатации просто не было, или по каким-то причинам делать этого не хотят, давать реальные ТПЦ. Хотя причина тут может быть понятна — вероятно, по их мнению, двигатели, разрабатываемые по старому циклу, могут просто не выдержать новый (без внесения значительных изменений в их конструкцию).

Кроме того, при изменении ТПЦ в обязательном порядке должен измениться испытательный цикл (ИЦ). Причем вопрос по ИЦ также является достаточно интересным.

Совершенно очевидно, что нагруженность ИЦ должна быть такова, чтобы изначально, на первых же этапах разработки двигателей, выявить все «узкие места». При этом очевидно, что нагруженность этого ИЦ должна быть на 20% выше, чем обычного ТПЦ (так испытываются иностранные двигатели, что, к слову говоря, позволяет им разрабатывать множество и даже семейства двигателей на основе базового газогенератора). Что касается некоторых наших двигателей, особенно военного назначения — по недавним исследованиям института разработчика было выявлено, что нагруженность ИЦ по некоторым основным деталям двигателя может составлять всего 30% от нагруженности ТПЦ. Это говорит о двух моментах — заданный ТПЦ не соответствовал реальному, при этом программа испытаний, которая, казалось бы, должна имитировать ТПЦ, его не имитировала, хотя и была согласована с институтом разработчика.

По указаниям института — разработчика по формированию ИЦ количество переходных процессов резко сокращалось (поскольку низкие режимы исклю-

чались и по повреждаемости засчитывались в высокие режимы), а ведь самыми напряженными и являются как раз переходные режимы.

Многие приводят в пример то, что двигатели летают на реальных ТПЦ. Конечно, но это говорит только о подвиге советских конструкторов, которые, скорее не благодаря, а вопреки, создали прекрасные образцы техники. Только возможность повышения ресурса получается только за счет введения дополнительных мероприятий и доработки двигателя, а не использования базового газогенератора, как это было уже упомянуто во Введении.

При этом, однако, не стоит забывать, что также отмечено во Введении, ресурс всего двигателя определяется долговечностью наиболее слабого элемента, и установление ресурса двигателю проводилось, исходя из параметра долговечности этого самого слабого звена, например, турбинных лопаток. В действительности же, как это было определено институтом разработчика, наиболее слабым звеном являются диски турбин. И при этом, как ни странно это может показаться, тот же институт спокойно «пропускал» опасные концентраторы, которые на них находятся.

Кроме того, институт разработчика также «пропускал» тот факт, что наиболее нагруженные детали у двигателя всегда имеют минимальные запасы по прочности. А если вспомнить, что в соответствии с [3] также предлагается ужесточить ТПЦ (и, соответственно, программу испытаний), то может получиться и так, что эти самые детали вообще перестанут иметь требуемые запасы по прочности. Что делать в таком случае, институт разработчика не говорит.

При этом, что особенно удивительно, наименее нагруженная деталь, например редуктор, имеет максимальный запас по прочности и при этом превышает требуемый. Следствием этого является значительное превышение массы указанного узла. Правда, есть и положительный, если можно так сказать, момент — ресурс главных редукторов, например, можно продлевать без всяких опасений еще в течение следующего столетия.

Теперь, если все-таки применить более жесткую программу, то запасы прочности этой самой ответственной и почему-то всегда при этом самой напряженной детали неуклонно будут стремиться к нулю. А это, что само по себе недопустимо, однозначно подтверждает тот факт, что изначально при проектировании наших двигателей была практически полностью исключена возможность их форсирования (без внесения дополнительных мероприятий), поскольку та самая ответственная и напряженная деталь абсолютно не позволяла это сделать, находясь на пределах запасов прочности даже самого ненапряженного цикла.

Еще стоит отметить тот факт, что у иностранных двигателей все основные узлы всегда испытывались на автономных установках, что наилучшим образом помогает доводить эти узлы, не говоря уже о том, что испытания на автономных стендах значительно сокращают время создания двигателя и дают огромные возможности для проектирования модификаций двигателя. При этом нет никаких сомнений, что в то время, когда разрабатывались наши базовые двигатели, это, несомненно, было известно институту разработчика. При этом требования таких испытаний были, но никогда не было безусловного требования по их выполнению, хоть в то время на разработку авиационных двигателей выделялись огромные средства.

Также удивляет и то, что подход, применяемый в СССР к прочностным расчетам, полностью не соответствовал подходу, который уже в начале 80-х годов стал широко применяться на Западе при проектировании авиационных двигателей, и что только сейчас нашло отражение в нормативной документации.

Все требования по МЦУ и КБРТ появились в [2] только в 2004 году, при этом до недавнего времени институтом разработчика вообще не предъявлялись жесткие требования по их выполнению. При этом эти требования заимствованы с появившегося с 1984 года в качестве руководства по созданию иностранных двигателей военного стандарта MIL-1783 (в настоящей редакции MIL — HDBK — 1783D (15 2002, уточнение стандарта от 22 марта 1999 года) Engine Structural Integrity Program (ENSIP)). В указанном стандарте были отражены требования к проектированию АГТД с учетом напряжений, малоциклового усталости, многоциклового усталости, шуму, обеспечению характеристик двигателя, инспекциям в эксплуатации, напряжениям, развитию трещин (КБРТ), в том числе в заготовках, их инспекций в эксплуатации, вибраций, характеристик материалов, изучение вытяжек лопаток, коррозии, температурным распределениям и т. п.

Нет сомнений, что, если бы эти требования были взяты на вооружение в СССР, уровень развития двигателестроения в нашей стране находился бы на более высоком уровне и мы бы ни в чем не уступали иностранным разработчикам.

Также особенно удивляет то, что стандарт MIL применяется исключительно к военным двигателям (military), т. е. работы у иностранцев проводились изначально применительно к военной авиации, тогда как в СССР существовал и активно продвигался до недавнего времени подход, что требования к проектированию военных двигателей намного ниже, чем к гражданским. Мотивировалось это тем, что продолжительность жизненного цикла военного двигателя составляет очень короткое время. Вероятно, такой подход можно было еще признать имеющим хоть какое-то основание в военное время, однако в те годы, когда закладывались все основные наши военные двигатели, никакой глобальной войны не предвиделось, при этом абсолютно любому было понятно, что те напряжения, перегрузки, условия эксплуатации, которые испытывают военные двигатели, ни в какое сравнение не идут с гражданскими двигателями, летающими в основном на крейсерских режимах между аэропортами. Существующий аргумент, что гражданские самолеты возят людей, и якобы поэтому к ним должны предъявляться повышенные требования, не является оправданием за тот неверный подход.

Следствием всех перечисленных подходов явилось практически полное отсутствие возможности форсирования указанных двигателей на базе газогенератора и отсутствие у них ресурса (без введения значительных мероприятий). Поскольку те, кто одобрял этот ресурс в институте разработчика, вероятно, уже тогда отлично понимали, что, не выполнив в полном объеме все требования, которые содержались, в частности, в стандарте MIL, присваивать ресурс двигателю нельзя. Отсюда у самого нашего распространенного двигателя ТВ3-117 ресурс составляет 2 000 часов, а у аналогичных двигателей иностранных ресурс составляет 30 000 часов, и при этом модульность двигателя тут совершенно ни при чем.

В последнее время предпринимаются попытки изучения КБРТ на ряде двигателей. Причем это изучение уже выявило ряд вопросов, которые должны быть однозначно решены.

Как отражено в разделе 1 статьи, прежде всего речь идет об исходных данных для расчета на прочность. Несмотря на огромное количество разных расчетных программ, достоверность их в любом случае должна быть верифицирована с помощью проведения термометрирования, лучше всего на том самом напряженном цикле, о котором говорилось выше. Поэтому самое первое испытание по напряженному испытательному циклу, о котором говорилось выше, должно быть проведено с учетом термометрирования.

Возвращаясь к требованиям по КБРТ, указанным в [2], стоит отметить, что, в связи с тем что в России до недавнего времени не проводилось каких-либо работ в указанном направлении, все данные, как было упомянуто выше, были взяты институтами из иностранных источников, например, указание на то, что допускаются трещины глубиной менее 0,4 мм и длиной менее 0,8 мм (почему взяты именно такие цифры, в [2] не указано).

При этом, в случае появления трещин большей длины, вопрос о допустимости этих трещин предлагается решать совместно с институтами разработчика и заказчика. А решать этот вопрос в наших условиях, когда не проводились никакие исследовательские работы и базы данных материалов нет, просто невозможно, и на начальных этапах речь может идти только об одном — о выводе двигателя из эксплуатации. При этом, по итогам доводки базового двигателя ТВ7-117С (при доводке было использовано свыше 100 двигателей), в [3] указано, что допустимые размеры трещин, например, в местах перехода пера лопаток III и IV СА к полкам (III и IV сопловые аппараты) составляют 3,0 мм, а трещины на кольце, припаянном к внутренним полкам лопаток со стороны входной кромки СА II ступени — так вообще 20,0 мм (допускается 9 трещин), при этом в зоне трещин даже допускается нарушение паяного шва по стыкам внутренней полки на всю длину полки. Указанные цифры были получены на основании многочисленных испытаний двигателей, а при разработке модификаций двигателей в настоящих условиях такое не представляется возможным. При этом база данных всех материалов, применяемых в отечественном авиадвигателестроении, не сформирована до сих пор, а о свойствах новых материалов, тем более при использовании аддитивных технологий, речи пока не идет.

2.4. Кроме того, в условиях, когда на эксплуатацию по состоянию переводятся двигатели, в которых требования по КБРТ заложено не было, особое значение приобретает исследование состояния его ответственных, повреждаемых и изнашиваемых деталей (при этом не все они являются основными). При этом в обязательном порядке все предприятия авиационного двигателестроения и все эксплуатанты, которые эксплуатируют АГТД по состоянию, должны быть оснащены установками неразрушающего контроля, которые в настоящее время широко применяются у иностранных разработчиков, а также начинают применяться в России:

- рентгеновская компьютерная томография (промышленная рентгеновская компьютерная томография), которая позволяет достичь высокой

точности бесконтактного измерения размеров внутренних элементов двигателя и их локальных дефектов;

- волоконно-оптические системы мониторинга, которые позволяют осуществлять мониторинг напряженно-деформированного состояния важнейших конструктивных элементов, в том числе композитных;
- иммерсионные системы ультразвукового контроля тел вращения (диски, кольца), которые позволяют с точностью до погрешности измерения определять дефекты не только двигателя, но и все дефекты, которые изначально находятся в заготовках.

Инспекции в эксплуатации с помощью указанных установок должны проводиться с интервалами, обеспечивающими надежное функционирование двигателя, т. е. практически при выполнении послеполетной подготовки. Однако при использовании таких установок предполагается практически полная разборка двигателя, что в условиях эксплуатации трудновыполнимо. Кроме того, стоимость этих установок очень высока, и позволить себе приобрести такие установки в настоящее время могут только достаточно большие компании.

### **3. Выводы**

Для обеспечения перевода авиационных двигателей на эксплуатацию по состоянию должно быть обеспечено выполнение следующих требований:

- 3.1. В России должна быть выстроена четкая структура по поддержанию летной годности.
- 3.2. Перевод на эксплуатацию по состоянию в настоящее время возможен только для гражданских двигателей или двигателей военного назначения для транспортной авиации.
- 3.3. Перевод на эксплуатацию по состоянию прочих двигателей военного назначения возможен только для принципиально новых двигателей, разрабатываемых «с нуля» с учетом всех необходимых новых подходах к обеспечению прочности и ресурса.
- 3.4. Перевод на эксплуатацию по состоянию двигателей, указанных в п. 3.2, позволит в сжатые сроки выявлять все недостатки двигателя, оперативно их устранять, а также использовать полученные результаты в создании последующих модификаций.
- 3.5. Должны быть сформированы принципиально новые подходы к расчетам на прочность, в том числе деталей, полученным методами аддитивной технологии, и в том числе с учетом весового проектирования. Должны быть решены проблемы сертификации программного обеспечения для проведения расчетов.
- 3.6. Должны быть изменены подходы к предоставлению ТПЦ институтами заказчика — ТПЦ должен быть максимально приближен к реальному (с учетом огромного банка данных по полетам, накопленного в настоящее время).
- 3.7. Должны быть изменены подходы к разработке испытательных циклов — должны быть предусмотрены испытания с нагружением, по крайней мере



- на 20% превышающим нагружения ТПЦ, при этом испытания должны проводиться с проведением термометрирования.
- 3.8. Разработка базы данных материалов в России — вопрос национальной безопасности и должен быть взят на контроль на самом высоком уровне.
  - 3.9. При проведении эксплуатации по состоянию все разработчики двигателей, контрагенты и все эксплуатанты, которые эксплуатируют двигатели по состоянию, должны быть в обязательном порядке оснащены современными установками неразрушающего контроля.
  - 3.10. Должен быть значительно усилен авторский контроль для исключения отклонений при производстве деталей и сборочных единиц.
  - 3.11. Должна быть разработана единая российская Информационно-диагностическая сетевая система поддержки двигателей в эксплуатации. Указанное также применимо к разработке электронных формуляров двигателей.
  - 3.12. Должен быть на самом высоком уровне организован статистический анализ на основе данных, полученных из эксплуатации с учетом п. 3.11, поскольку непринятие во внимание информации при эксплуатации по состоянию может привести к критическим последствиям.
  - 3.13. Должно быть объединение усилий всех разработчиков ГТД по созданию систем диагностики АГТД.
  - 3.14. Должно быть рассмотрено создание в России некоммерческой научной организации/института по авиационным двигателям, которая обобщала бы весь накопленный опыт по российским и иностранным двигателям и которая осуществляла бы научно-техническое обеспечение и руководство создаваемыми двигателями, особенно учитывая факт начала использования не только новых технологий изготовления, но и новых принципов создания двигателей.

## **Заключение**

Эксплуатация по техническому состоянию позволит не только повысить привлекательность двигателей для заказчиков и эксплуатантов, но поможет разработчикам двигателей накопить огромный опыт, что позволит значительно сократить сроки и повысить уровень разработки новых двигателей.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Технический отчет № 12344. Разработка методологии перевода двигателя ТВ7-117С на эксплуатацию по техническому состоянию. Структура плана управления ресурсом двигателя // ЦИАМ им. П.И. Баранова. — М., 1999.
2. Положение об установлении и увеличении ресурсов и сроков службы газотурбинных двигателей гражданской авиации, их агрегатов и комплектующих изделий.
3. План управления ресурсом двигателя ТВ7-117В при использовании стратегии управления ресурсом Д33.2.1(2).

УДК 621.787:539

*А.И. Дубин*

*ПАО «УМПО», г. Уфа*

*ogmet@umpo.ru*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ И ДРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ ГТД**

Рассмотрены некоторые вопросы проведения испытаний на усталость деталей газотурбинного двигателя (ГТД) с применением современных систем контроля и управления. Приведен краткий обзор технических характеристик и возможностей оборудования различных отечественных и зарубежных производителей. Приводятся примеры решений для основных вариантов виброиспытаний.

### **Введение**

Лопатки компрессора и турбины ГТД являются одними из наиболее массовых и ответственных деталей, работающими в условиях высоких знакопеременных нагрузок, температур, агрессивных сред. От этих деталей в большинстве случаев зависят ресурс и надежность газотурбинных двигателей. В большинстве случаев повреждаемость связана с такими факторами, как появление забоин, трещин усталости и термоусталости, питтинговой и газовой коррозии в поверхностном слое, с эрозионным износом и обрывом лопаток [1, 2].

Одной из определяющих характеристик лопаток компрессора является сопротивление усталости. В процессе производства для контроля его стабильности регламентирован порядок проведения периодических испытаний на усталость. Данные испытания являются важными и ответственными.

В настоящее время многие производители предлагают различное оборудование для решения задач управления вибростендами при проведении испытаний на усталость.

Другой важной задачей является контроль частот собственных колебаний (ЧСК) лопаток. Это является эффективным способом для мониторинга стабильности производственного процесса изготовления ответственных деталей ГТД. Данные задачи в условиях серийного производства требуют использования высокоточной и производительной автоматизированной техники.

В данной работе приводится краткий обзор некоторых таких систем для решения задач определения сопротивления усталости различных деталей ГТД.

## Основная часть

В настоящее время все большее распространение получают новые решения в сфере автоматизации проведения контроля, в том числе с использованием технологий National Instruments [3; 4; 6], в частности compactRIO. CompactRIO — это программируемый контроллер автоматизации, предназначенный для создания полнофункциональных прототипов и внедрения готовых контрольно-измерительных систем [5].

Как правило, в большинстве случаев при использовании современной компьютерной, измерительной техники и программного обеспечения (ПО) требуется их адаптация к решению конкретных задач в определенных производственных условиях.

Платформа Single-Board RIO National Instruments — это одна из систем вибромониторинга, контроля и сбора данных. Одноплатные контроллеры, выпускаемые National Instruments, представляют из себя одноплатные компьютеры или модули, с помощью которых можно создавать любые аппаратные решения для конкретных задач. Каждая плата поставляется с программным обеспечением, драйверами, поддерживающими среды программирования, в том числе LabView. Данные контроллеры располагают всеми функциями оборудования, предлагаемого National Instruments, только в различных конфигурациях и учитывают особенности при создании аппаратно-программных комплексов [5].

System on Module является объединением микросхем на плате, которая интегрирует функции системы в одном модуле. Микросхемы, встроенные в SoM, как правило, требуют высокого уровня взаимосвязи.

Типичный SoM состоит из:

- микропроцессора — одноядерного или многоядерного;
- памяти, включая ПЗУ, ОЗУ или флэш-памяти;
- микросхемы схем синхронизации;
- интерфейса отраслевых стандартов, таких как USB, Ethernet, USART, SPI;
- периферийных устройств;
- аналоговых интерфейсов, включая АЦП или ЦАП;
- регуляторов напряжения или микросхем управления питанием.

Наряду с отдельными (сборными) программно-аппаратными решениями имеются специализированные системы управления виброиспытаниями. Одним из примеров является продукт Vibration Research [8].

Контроллеры Vibration Research специально разработаны и произведены для высокой степени надежности. Все контроллеры имеют трехлетнюю гарантию. Каждый контроллер проходит индивидуальную проверку перед отправкой. Контроллеры используют общую аппаратную платформу и встроенную аппаратную самодиагностику, что делает поиск неисправностей легким [8].

Системы управления Vibration Research не требуют наличия каких-либо специальных плат или специальных драйверов на вашем компьютере. Такие приложения, как Microsoft Excel, Lab VIEW, Matlab и многие другие могут взаимодействовать посредством функции Active-X.



**Рис. 1.** Внешний вид модулей VR9500

Модуль контроллеров Vibration Research VR9500 (рис. 1) может монтироваться в стойку усилителя, устраняя необходимость в длинных кабелях для акселерометров и питания. Контроллер и ПК соединяются только одним Ethernet-кабелем.

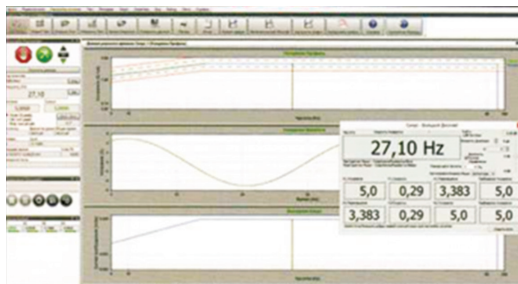
Все VR9500-системы включают в себя полный пакет составления отчетов. Отчеты об испытаниях любой сложности могут создаваться автоматически в качестве заключительного этапа при проведении ваших испытаний. Используется один из шаблонов отчетов или собственные отчеты с информацией.

Система VR9500 масштабируется от одного до 128 каналов. Модульная конструкция использует четырехканальные блоки, которые могут быть смонтированы в стойке или расположены на столе.

Каждый четырехканальный модуль может быть использован независимо на отдельные шейкеры или связан в один стек для тех рабочих мест, которые требуют большего количества каналов. Это решение может означать существенную экономию затрат. Дополнительные выходы и программное обеспечение может потребоваться при управлении более чем одним шейкером.

Vibration VIEW работает с любыми электродинамическими, сервогидравлическими или сервоэлектрическими вибростендами и включает в себя одноосевой, двухосевой, двухфазный, трехосевой, сейсмический, а также варианты управления с несколькими цепями обратной связи.

В качестве примера рассмотрен модуль синусоидальной вибрации Sine VIEW (рис. 2).



**Рис. 2.** Внешний вид модуля Sine VIEW

Одной из решаемых задач при этом является поиск резонансов. Синусоидальный режим выполняется замкнутым циклом на фиксированной частоте и разверткой по диапазону частот. Алгоритм цифрового управления обеспечивает расчеты времени и частоты с использованием вычислений с плавающей запятой, в результате изменение частоты происходит с минимальным шагом в  $10^{-6}$  Гц для получения гладкой и непрерывной развертки. Самопроверка на этапе предварительного теста доступна с опцией анализатора функций модуля VR9607.

Примером систем отечественного производства являются системы управления вибростендом СВВ ZET 017-U (г. Зеленоград). Они представляют собой программно-аппаратный комплекс на базе анализатора спектра ZET 017 со специализированным программным обеспечением ZETLAB VIBRO для управления вибрацией и ударами на электродинамических виброгенераторах (рис. 3). Модульный принцип построения системы позволяет увеличивать количество измерительных каналов от 4 до 24 [9].

Система управления вибростендами ZET 017-U зарегистрирована в разделе Государственного реестра средств измерений, позволяет охватить полный спектр таких виброиспытаний, как:

1. Испытания на воздействие синусоидальной вибрации по ГОСТ 28203.
2. Испытания на воздействие широкополосной случайной вибрации по ГОСТ Р 51502.
3. Испытания на воздействие классического удара по ГОСТ 28213 (одиночный удар) и ГОСТ 28215 (многократные удары).
4. Испытания на воздействие виброудара по ГОСТ РВ 20.39.304.
5. Расчет ударных спектров по ГОСТ 8.127-74.
6. Имитация специального воздействия.



Рис. 3. Схема соединения оборудования для испытаний

При проведении испытаний работа производится посредством специального интерфейса. На графике отображаются профиль виброиспытаний, различные пределы, графики датчиков (рис. 4). По графику перемещается вертикальная линия — маркер. Маркер показывает текущую частоту генерации сигнала. Над графиком перечислены мгновенные значения всех указанных графиков и текущая частота.

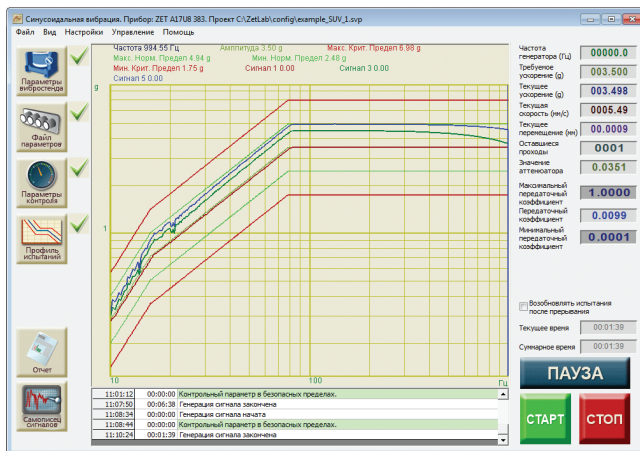


Рис. 4. ZETLAB VIBRO: синусоидальные колебания

Также имеются индикаторы текущего состояния виброиспытаний. Они отображают текущую частоту генератора синусоидального сигнала; требуемое ускорение в текущий момент; текущие виброускорение, виброскорость и виброперемещение контрольного датчика; количество оставшихся итераций; значение аттенуатора.

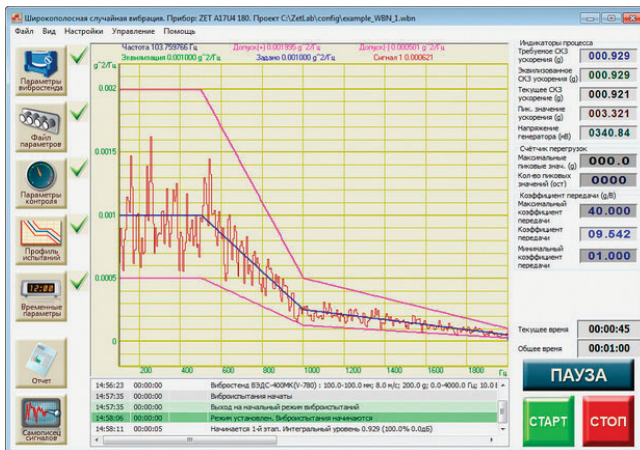


Рис. 5. ZETLAB: Широкополосная случайная вибрация

Для испытаний изделий на устойчивость к воздействию случайной вибрации по ГОСТ 28220-89 «Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 2. Испытания. Испытание Fd: Широкополосная случайная ви-

брация» и по ГОСТ Р 51502-99 «Испытания на воздействие случайной широкополосной вибрации с использованием цифровой системы управления испытаниями» используется программа «СУВ — ШСВ», входящая в состав системы управления вибростендами ZET 017-U (рис. 5).

Программа «СУВ — Классический удар» предназначена для проведения виброиспытаний на стойкость к ударам по ГОСТ 28215 «Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 2. Испытания. Испытание Еб и руководство: Многократные удары» и ГОСТ 28213 «Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 2. Испытания. Испытание Еа и руководство: Одноточный удар». При запуске программы «СУВ — Классический удар» сигнал с заданными параметрами формируется на выходе контроллера системы управления вибростендами ZET 017-U (рис. 6).

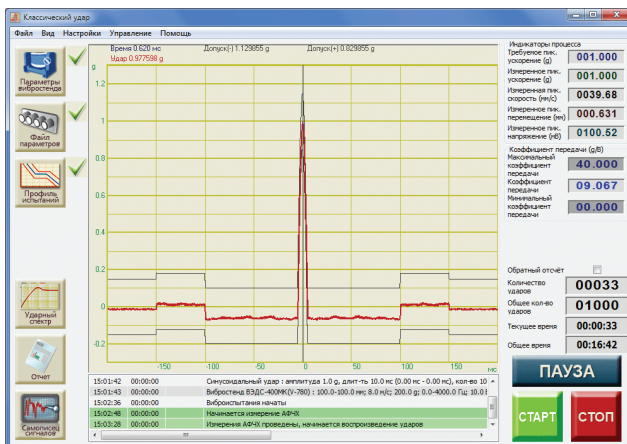


Рис. 6. ZETLAB: Классический удар

Для проведения испытаний по ГОСТ РВ 20.39.304 на воздействие виброудара одиночного или многократного действия используется программа «СУВ — Виброудар», входящая в состав программного обеспечения ZETLAB VIBRO, поставляемого с системой управления вибростендами ZET 017-U. Программа позволяет генерировать серии ударов с заданными временными параметрами, заполненные шумом в определенном диапазоне частот. Запустить программу можно из меню СУВ панели ZETLAB (рис. 7).

Следующим примером современного решения задач при испытании на усталость является ВС-207 — система для управления работой электродинамических вибростендов отечественной компании ВИСОМ (г. Смоленск). Ее отличительные особенности — простота в использовании, надежность и высокая безопасность. Система управления виброиспытаниями (СУВ) ВС-207 имеет модульную масштабируемую архитектуру, которая позволяет гибко настраивать возможности системы под запросы пользователя. Конфигурация СУВ ВС-207 (рис. 8) может изменяться в процессе эксплуатации системы [7].

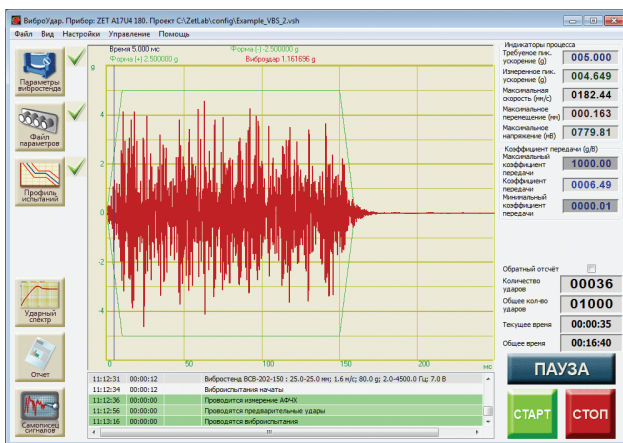


Рис. 7. ZETLAB: Виброудар

Данная система может использоваться как для научно-исследовательских приложений, так и для решения разнообразных производственных задач. В системе реализованы современные технологии цифровой обработки данных. Управление испытаниями и критически важные вычисления производятся процессором DSP непосредственно в контроллере под управлением операционной системы реального времени. Такое решение в сочетании с сетевым интерфейсом Ethernet позволило получить высокую точность и скорость управления, надежность и отказоустойчивость системы. Поддерживаются испытания в соответствии со стандартами ГОСТ РВ, MIL-STD, DIN, ISO, IEC и другими.

Встроенная система проверяет соответствие параметров вибрационной установки параметрам задания и позволяет пользователю гибко управлять уровнями останова и обратной связи. Замкнутость петли обратной связи постоянно контролируется по нескольким параметрам. Это гарантирует мгновенную реакцию системы в случае возникновения нештатной ситуации.

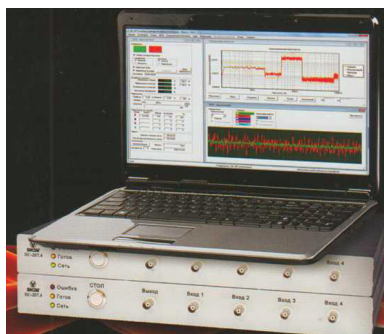


Рис. 8. Система управления виброиспытаниями BC-207



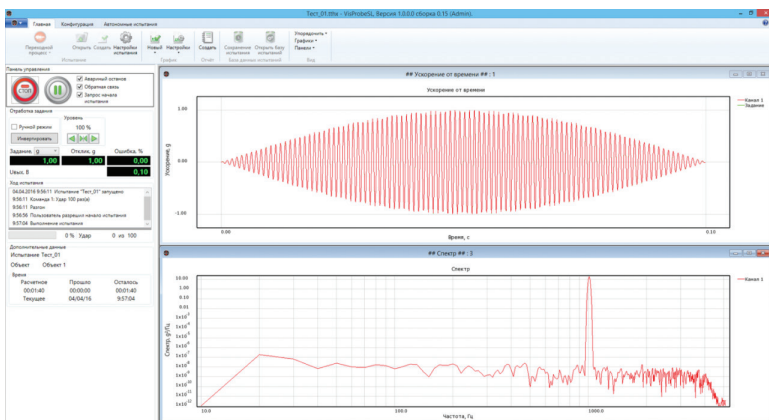


Рис. 9. ПО VisProbe SL

Программное обеспечение VisProbe SL является развитием хорошо зарекомендовавшего себя программного пакета Visprobe (рис. 9). В новом VisProbe SL были значительно расширены возможности подсистемы графиков и анализа данных. Программа позволяет производить испытания синусоидальной вибрацией, в том числе поиск и удержание резонанса, ШСВ, ударом, виброударом. Также имеется возможность производить анализ удара на механическом ударном стенде и аттестацию вибрационных установок.

Следующим примером является система управления виброиспытаниями 4-го поколения модели ВК8 (рис. 10), выпускаемая под торговой маркой «Новатест» [10].



Рис. 10. Стойка из модулей управления ВК8

Предложение системы ВК8 обусловлено возрастающими требованиями к системам управления для типовых задач виброиспытаний. Среди таких требований: точность и безопасность управления; улучшенные характеристики производительности и метрологии; многофункциональность и универсальность; быстрая обучаемость (простой и удобный интерфейс); локальная техническая поддержка.

## Заключение

Таким образом, проведенным обзором показано, что в настоящее время имеется большое количество вариантов систем для автоматизации контроля испытаний на малоцикловую/многоцикловую усталость как зарубежного, так и отечественного производства. Упомянутые системы характеризуются большой наглядностью, возможностью настройки под решение конкретных задач, при этом простотой в использовании, надежностью и безопасностью.

Применение современных систем контроля и управления виброиспытаниями позволяет повысить точность задания необходимых параметров, повысить достоверность контроля и расширить его информативность.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Петухов А.Н.* Сопротивление усталости деталей ГТД. — М.: Машиностроение, 1993. — 240 с.
2. *Сулима А.М.* Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Ягодкин. — М.: Машиностроение, 1988. — 240 с.
3. *Дубин А.И.* Изучение сопротивления усталости деталей ГТД с использованием технологии виртуальных приборов LabView / А.И. Дубин // в сб. тр. Всерос. конф. ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» 26–29 сентября 2012 г. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. — С. 131–132.
4. *Дубин А.И.* К вопросу исследования частотных характеристик лопаток компрессора и турбины ГТД / А.И. Дубин // сб. докладов научно-технической конференции «Климовские чтения — 2015. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». СПб.: Скифия-принт, 2015. — С. 139–142.
5. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.russia.ni.com](http://www.russia.ni.com).
6. 5 важнейших факторов, которые надо учитывать при разработке приложений управления движением. Саймон Перес Санта Мария. Контрольно-измерительные приборы и системы. — Изд-во ООО «Эликс+», 2017, № 2. — С. 22–26.
7. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.visom.ru](http://www.visom.ru).
8. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.vibrationresearch.com](http://www.vibrationresearch.com).
9. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.zetlab.ru](http://www.zetlab.ru).
10. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.novatest.ru](http://www.novatest.ru).

## **ВЛИЯНИЕ МОДИФИЦИРОВАНИЯ СИЛЬНОТОЧНЫМИ ИМПУЛЬСНЫМИ ЭЛЕКТРОННЫМИ ПУЧКАМИ МИКРОСЕКУНДНОЙ ДЛИТЕЛЬНОСТИ НА СТРУКТУРНО-ФАЗОВЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ЖАРСТОЙКОГО МНОГОКОМПОНЕНТНОГО ИОННО-ПЛАЗМЕННОГО ПОКРЫТИЯ NI-CR-AL-Y**

С использованием комплекса металлофизических методов исследования, таких как рентгеноструктурный анализ и аналитическая электронная микроскопия, проведен анализ структурно-фазового и физико-химического состояний поверхностного и приповерхностного слоев до и после облучения высокоэнергетическими электронными пучками рабочих лопаток ГТД с нанесенным на них жаростойким конденсированным многокомпонентным ионно-плазменным покрытием Ni-Cr-Al-Y. Установлено, что после облучения модифицированный приповерхностный слой имеет равномерное распределение основных элементов, входящих в состав комбинированного ионно-плазменного покрытия (Ni, Cr, Al) по толщине покрытия в границах модифицированного слоя. Установлено, что основной фазой в модифицированном слое является  $\beta$ -фаза (NiAl). При анализе уровня остаточных макронапряжений в поверхностном слое покрытия лопатки после облучения было показано, что остаточные напряжения практически отсутствуют.

### **Введение**

Развитие авиакосмической техники и других отраслей машиностроения в значительной мере обеспечивается разработкой новых металлических материалов и прогрессивных технологий [1]. В связи возрастающим усложнением и ужесточением условий эксплуатации современной авиационной техники чрезвычайно актуальной стала задача создания материалов и видов их обработки, которые могут обеспечить высокий уровень эксплуатационных свойств наиболее нагруженных и дорогостоящих деталей и узлов проточной части турбины ГТД. Решение данной задачи осуществляется с использованием нескольких подходов: разработка перспективных, высоколегированных, поликристаллических и монокристаллических сплавов; модернизация способов изготовления, формования и обработки изделий и заготовок; развитие новых методов поверхностной обработки деталей и нанесения на их поверхность различных защитных покрытий, в том числе покрытий из наноматериалов [2; 3].

Инженерия поверхности относится к различным областям современного материаловедения и базируется на научных и технологических основах получения поверхностных слоев с необходимыми свойствами непосредственно в основном материале, а также нанесение на него различными методами прочно

с ним связанных слоев другого материала. При этом в инженерию поверхности входят как традиционно распространенные методы модифицирования, например, деформационное упрочнение, так и современные высокоэффективные и во многих случаях единственно возможные инструментально-физические методы, такие как плазменная обработка в ионных пучках, в тлеющем разряде, обработка потоками электронов и др.

В последнее время особое внимание уделяется разработке именно высокоинтенсивных методов поверхностной инженерии деталей машиностроения достаточно широкой номенклатуры, также предельно быстрому внедрению созданных на их основе техпроцессов в промышленность. Одним из востребованных инструментов для поверхностной инженерии становится применение сильноточных импульсных электронных пучков (СИЭП) микросекундной длительности для модифицирования поверхностных и приповерхностных слоев деталей [3–6].

Обоснованный выбор параметров облучения, обеспечивающих заданный уровень свойств материалов, возможен лишь на основе знания общих закономерностей, связывающих параметры облучения, формирующуюся структуру и достигаемые свойства. Для решения этой задачи потребовалось обобщение, научный анализ результатов экспериментальных исследований и новый подход к изучению механизма структурообразования при воздействии сильноточным импульсным электронным пучком [6–9].

Исследование влияния облучения СИЭП на поверхность слоев жаростойкого многокомпонентного ионно-плазменного покрытия Ni-Cr-Al-Y лопаток ГТД, а также анализа структурно-фазовых изменений, происходящих при модифицировании, явились целями данной работы.

## **Материалы и методики исследования**

В качестве объектов исследования были использованы лопатки из жаропрочного никелевого сплава ЖС32-моно с ионно-плазменным конденсированным многокомпонентным покрытием СДП-2+ВСДП-16, нанесенным по серийной технологии как с последующим модифицированием при помощи сильноточных импульсных электронных пучков, так и без модифицирования.

Облучение проводили на экспериментальной промышленной электронно-лучевой установке «Геза-ММП» с последующей стабилизирующей термообработкой.

Комплексные исследования физико-химического и структурно-фазового состояний были проведены с использованием следующих методов:

- Рентгеноструктурного анализа (РСА) для определения уровня остаточных напряжений и фазового состава поверхностных слоев на дифрактометре Rigaku D/MAX-2500. Регистрация дифрактограммы проведена в монохроматическом  $\text{CuK}\alpha$ -излучении в параллельной геометрии с применением поликапиллярной полулинзы. Дифрактограммы расшифрованы с помощью специализированной программы и структурной базой данных PDF-2. Рентгеновская съемка производилась в диапазоне углов  $2\theta = 10 \div 150^\circ$  на образце со стороны покрытия. Дифрактограм-

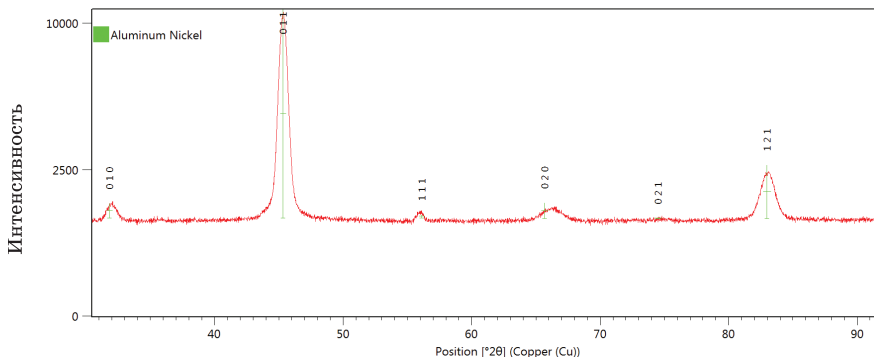
мы представлены в координатах корня интенсивности от углового положения  $2\theta$ . Рентгеновская съемка остаточных напряжений проводилась с применением метода  $\sin^2\psi$  ( $\psi$  — угол наклона образца). Использован метод изо-наклонов при 15 значениях угла наклона  $\psi = -40 \div 40^\circ$  в направлении оси лопатки. Для измерения остаточных напряжений в жаростойком покрытии рентгеновская съемка производилась в угловом интервале  $134,5-140,5^\circ$  на линии (222).

- Растровой электронной микроскопии (РЭМ). Данный метод исследования осуществлялся с помощью растрового электронного микроскопа VERIOS 460 с энергодисперсионным рентгеновским микроанализатором Oxford X-Max<sup>N</sup> 80T.
- Изучение микроструктуры покрытия на образцах проводилось на просвечивающем электронном микроскопе (ПЭМ) Тесnai G2 F20 S-TWIN при рабочем ускоряющем напряжении 200 кВ. Локальный химический анализ проводился при помощи приставки энергодисперсионного анализа Oxford X-Max<sup>N</sup> 80T.

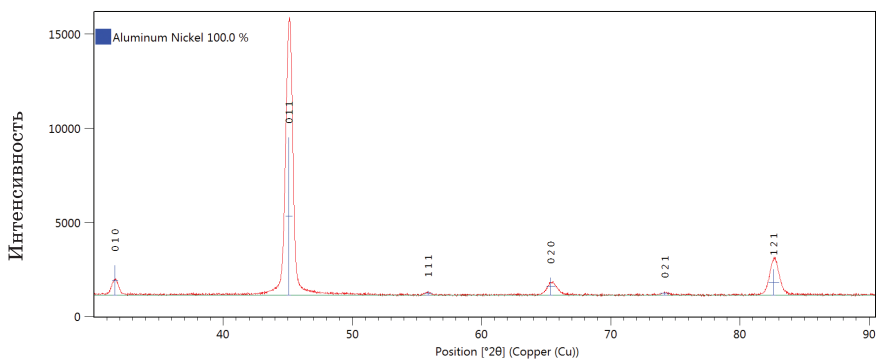
## Результаты исследований и обсуждение

Методом рентгеноструктурного анализа проведено исследование структурных изменений в покрытиях монокристаллических лопаток из жаропрочного никелевого сплава ЖС32 после облучения СИЭП. Исследование включало в себя определение фазового состава покрытия, остаточных макронапряжений, а также анализ дефектности кристаллической структуры.

Анализ дифракционного спектра покрытия на лопатке показал, что присутствуют рефлексы только от фазы NiAl с кубической примитивной решеткой. На рисунке 1 представлены дифракционные спектры образцов до и после обработки с нанесенными штрихами и индексами (hkl), которые соответствуют идентифицированной фазе. Съемка проводилась непосредственно с лопатки, без ее разрезки.



а)

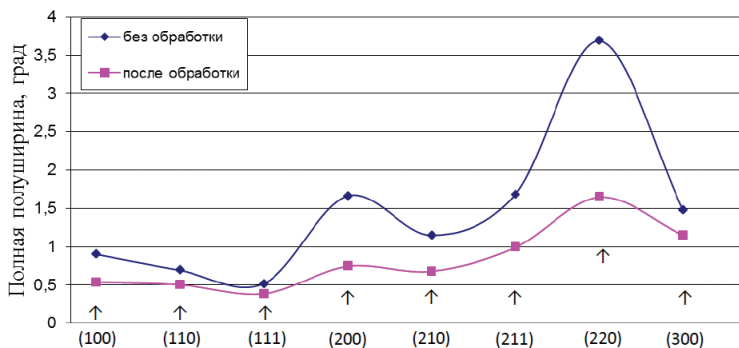


б)

**Рис. 1.** Дифракционный спектр поверхностного слоя лопатки: а) без облучения; б) после модифицирования с помощью облучения СИЭП

Для анализа дефектности кристаллической решетки покрытия для каждой дифракционной линии определялась ее ширина (рис. 2). Ширина рентгеновских линий тем больше, чем выше дефектность кристаллической решетки. После облучения все дифракционные линии стали уже, что указывает на уменьшение дефектов и прохождение процессов нагрева и оплавления под воздействием сильного импульсного электронного пучка.

Результаты измерения остаточных напряжений приведены на рисунке 3 в виде графиков зависимости межплоскостного расстояния от угла наклона  $\psi$ . В исходном состоянии покрытия формируются растягивающие остаточные макронапряжения ( $216 \pm 51$  МПа). В образце после облучения остаточные напряжения практически отсутствуют ( $-8 \pm 43$  МПа).



**Рис. 2.** Изменение полуширин различных линий ( $hkl$ ) для образцов до и после обработки



приповерхностный слой (облученный слой) имеет равномерное распределение всех вышеуказанных элементов.

По результатам сравнительного исследования покрытия до и после модифицирования с помощью ПЭМ было установлено, что микроструктура исходного покрытия представлена равноосными зёрнами размером 3–6 мкм, по границам которых и в объеме выделяются частицы, обогащенные хромом (рис. 1). Рентгеноспектральный микроанализ выявляет в составе этих частиц присутствие (помимо хрома и углерода) рения, иттрия, молибдена, ниобия и вольфрама. Соотношение элементов в частицах позволяет предположить, что наблюдаемые частицы являются карбидами хрома с небольшим содержанием рения (2,5 ат. %) и вольфрама (3 ат. %). В объеме зёрна равномерно распределены никель, алюминий и кобальт — основные составляющие покрытия. Содержание в зёрнах остальных элементов обусловлено их диффузией со стороны материала подложки.

Согласно результатам дифракционного анализа, зёрна покрытия имеют примитивную кубическую решетку с периодом  $a \approx 2,9 \text{ \AA}$ . На рисунке 5 (в) показана электронограмма на оси зоны [100]. На электронограмме интенсивность рефлексов равномерно спадает от центра к периферии, не наблюдается разности интенсивности рефлексов, характерной для упорядоченных кубических решеток. При наклоне образца на  $45^\circ$  в обе стороны от оси зоны [100] вокруг направления (100) наблюдаются ориентации кристалла типа  $\langle 110 \rangle$ , что подтверждает предположение о том, что кристаллическая решетка является кубической примитивной. Таким образом, зёрна материала являются  $\beta$ -твердым раствором NiAl с процентным содержанием никеля около 60 ат. %.

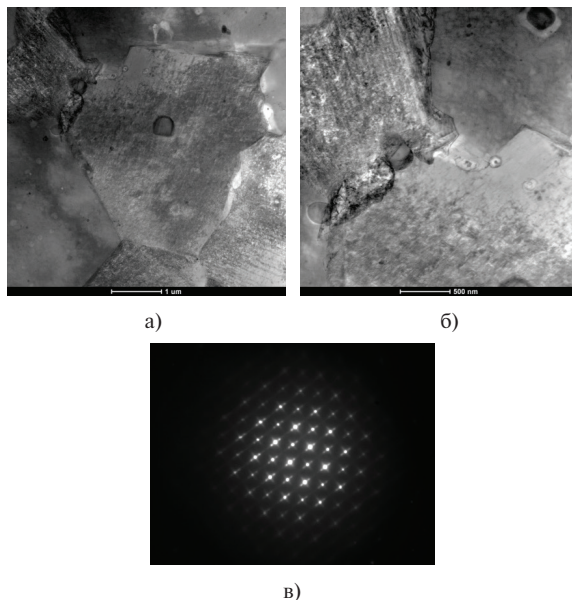


Рис. 5. Структура исходного покрытия (а) и (б); (в) электронограмма на оси зоны [100]



Изучение поверхностного слоя покрытия, подверженного высокоэнергетическому излучению, показывает, что материал покрытия был расплавлен и быстро закристаллизован. Структура этого слоя представлена ячейками, объединенными в блоки (показано штрихом на рисунке б). Между блоками присутствует небольшая кристаллографическая разориентация.

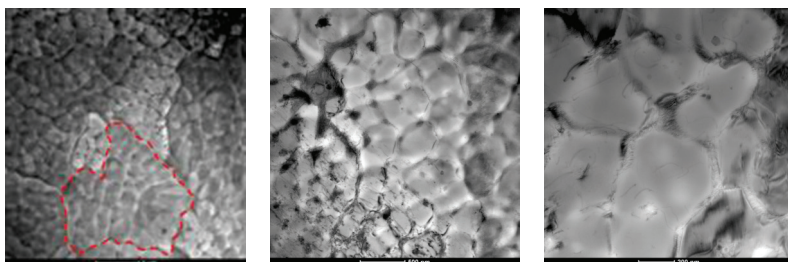


Рис. 6. Общий вид микроструктуры поверхностного обработанного слоя (а) и ячейки кристаллизации после обработки покрытия, (б) и (в)

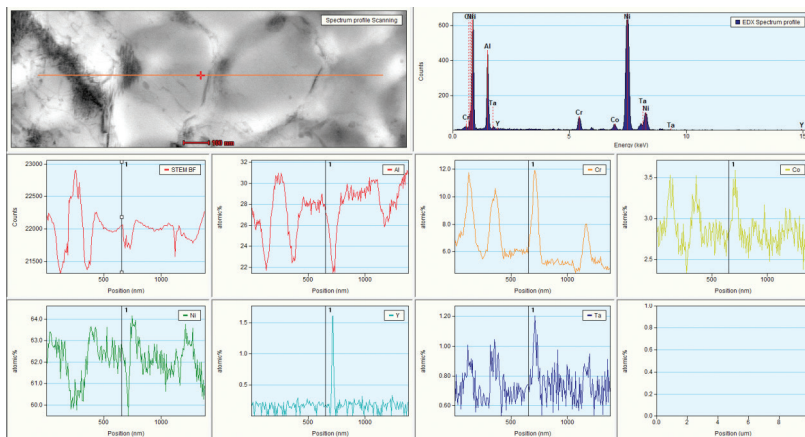


Рис. 7. Распределение химических элементов по ячейке и границам

Ячейки размером 300–600 нм имеют нечеткие границы, на которых наблюдается твидовый контраст. На картинах дифракции граничным зонам соответствуют размытые тяжи. Наличие такого контраста может быть связано как с начальной стадией зарождения вторичной фазы на границе ячеек, так и с периодическими искажениями кристаллической решетки. Несмотря на высокие скорости кристаллизации, на границах и в объеме ячеек не наблюдается скопления дислокаций, характерных для такой структуры (как, например, в материале, полученном методом СЛС).

Кристаллическая решетка ячеек, как и в зернах необработанного слоя, — примитивная кубическая типа CsCl с периодом 2,9 Å. Согласно результатам

рентгеноспектрального микроанализа (рис. 7), на границах ячеек наблюдается повышенное содержание хрома, кобальта и тантала, что, вероятно, связано с условиями кристаллизации ячеек во время обработки пучками высокой энергии и выносом тяжелых элементов на фронт кристаллизации. В отдельных случаях на границе ячеек присутствует итрий. Скопление тяжелых элементов на границе ячеек может быть одной из причин искажений кристаллической решетки.

## Выводы

1. При облучении лопаток из жаропрочного сплава ЖС32-моно с жаростойким покрытием Ni-Cr-Al-Y было получено оптимальное перераспределение элементов и фазовых составляющих в поверхностном слое лопаток при увеличении содержания электронной  $\beta$ -фазы, ответственной за жаростойкость покрытия.
2. Анализ воздействия облучения сильноточными импульсными электронными пучками на структуру жаропрочного покрытия показал, что облучение приводит к уменьшению дефектности кристаллической решетки покрытия, а также в исходном состоянии в покрытии СДП2+ВСДП16 формируются растягивающие остаточные макронапряжения, а в поверхностном слое покрытия лопатки после облучения остаточные напряжения практически отсутствуют.
3. При проведении пространственного картирования и рентгеноспектрального микроанализа поверхностного слоя многокомпонентного ионно-плазменного конденсированного покрытия СДП2+ВСДП16 на лопатке в исходном состоянии было получено, что хром в исходном состоянии распределен неравномерно по глубине покрытия, при этом после облучения приповерхностный слой имеет равномерное распределение всех вышеуказанных элементов.

*Работа выполнялась при финансовой поддержке РФФИ (проект № 14-08-97046 — р\_поволжье\_а).*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Литые лопатки газотурбинных двигателей (сплавы, технология, покрытия) / под общ. ред. Е.Н. Каблова. 2-е изд. — М.: Наука. 2006. — 632 с.
2. Мубояджян С.А., Александров Д.А., Горлов Д.С., Егорова Л.П., Булавинцева Е.Е. Защитные и упрочняющие ионно-плазменные покрытия для лопаток и других ответственных деталей компрессора ГТД // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 5. — С. 71–81.
3. Углов В.В., Коваль Н.Н., Кулешов А.К., Иванов Ю.Ф., Тересов А.Д., Солдатенко Е.А. Структурно-фазовые превращения в поверхностных слоях твердого сплава в результате воздействия сильноточными электронными пучками // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2011. № 4. — С. 50–58.
4. Быценко О.А., Филонова Е.В., Марков А.Б., Белова Н.А. Влияние облучения сильноточными электронными пучками на поверхностные слои современных жаропрочных никелевых сплавов с ионно-плазменными покрытиями различного состава // Труды ВИАМ. Электрон. журнал. 2016. № 6 (42). Ст. 10 [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL: <http://viam-works.ru> (дата обращения: 17.07.2016). DOI: 10.18577/2307-6046-2016-0-6-10-10.
5. Шулов В.А., Пайкин А.Г., Быценко О.А., Теряев Д.А., Энгелько В.И., Ткаченко К.И. Разработка электронно-лучевого технологического процесса восстановления свойств

- лопаток турбины ГТД из сплава ЖС26НК с жаростойким покрытием NiCrAlY // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 3. — С. 34–38.
6. Шулов В.А., Энгелько В.И., Громов А.Н., Теряев Д.А., Быценко О.А. Применение сильноточных импульсных электронных пучков для модифицирования поверхности лопаток газотурбинного двигателя с перфорационными отверстиями // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 10 (106). — С. 23–25.
  7. Шулов В.А., Энгелько В.И., Громов А.Н., Теряев Д.А., Быценко О.А., Ширваньянц Г.Г. Применение сильноточных импульсных электронных пучков для восстановления эксплуатационных свойств в лопатках газотурбинных двигателей // Известия высших учебных заведений. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2014. № 1. — С. 43–49.
  8. Shulov V.A., Roditelev V.I., Bytsenko O.A., Teryaev D.A., Engelko V.I., Tkachenko K.I. The influence of exposure to intense pulsed electron beams on NiCrAlY vacuum-arc coatings adhesion to gas-turbine blades made of GHS26NK alloy // Известия высших учебных заведений. Физика. 2012. № 12 (3), т. 5. — С. 245–247.
  9. Shulov V.A., Teryaev D.A., Shirvanyants G.G., Engelko V.I., Gromov A.N., Bytsenko O.A. Application of high-current pulsed electron beams for the restoration of properties of the blades of gas-turbine engines // Russian Journal of Non-Ferrous Metals. 2015. Т. 56. № 3. С. 333–338. DOI: 10.3103/S1067821215030190.

УДК 621.45.03

*А.В. Побелянский, А.И. Мустейкис, А.А. Галаджун, К.Н. Михайлов*  
*«Балтийский государственный технический университет*  
*«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»*  
*a.musteykis@gmail.com*

## **ПРИМЕНЕНИЕ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ТЕРМОСТОЙКИХ ПЛАСТИКОВ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГТД**

Статья посвящена практическому исследованию применения аддитивных технологий термостойких пластиков для изготовления и испытания деталей малоразмерных ГТД (МГТД). В рамках исследования проведены расчеты теплового состояния конструкции МГТД; определено качество поверхности изготовленных деталей; изготовленные детали были доработаны и установлены на опытный образец МГТД; проведены испытания опытного образца МГТД. Ожидается, что результаты проекта будут способствовать внедрению аддитивных технологий термостойких пластиков в процесс разработки ГТД для БПЛА.

В настоящее время в России активно ведутся разработки беспилотных летательных аппаратов (БПЛА), а также силовых установок для них. В качестве силовых установок для БПЛА могут использоваться малоразмерные электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания (ДВС) или газотурбинные двигатели (ГТД). Например, в рамках Дорожной карты рынка АэроНэт Национальной технологической инициативы к 2021 году запланирована разработка линейки

новых ДВС и ГТД для БПЛА. При этом применение ГТД в качестве силовой установки БПЛА обеспечивает большую скорость и маневренность аппарата.

Также стоит отметить, что в аэрокосмической отрасли все больше находят применение аддитивные технологии термостойких пластиков. Наиболее подходящими для таких целей являются пластики типа PPSF и линейка пластиков ULTEM, в частности ULTEM 1010, специально разработанный для аэрокосмической отрасли.

Примеры практического применения подобных пластиков охватывают как изготовление отдельных деталей для модельных ЛА, так и полнофункциональные детали для полноразмерных ЛА.

К примеру, в университете Аризоны при помощи компании Stratasys Direct Manufacturing смоделировали, изготовили и успешно испытали модель небольшой ракеты. Основные конструктивные элементы были изготовлены из пластика ULTEM 9085 методом экструзии полимерных нитей (Fused Deposition Modeling (FDM)) [1].

Также компания Stratasys Direct Manufacturing специально для ракеты Atlas V изготовила несколько основных деталей (опоры, сопла и элементы трубопроводной системы) из пластика ULTEM 9085, оптимизированного для использования в аэрокосмической промышленности (рис. 1) [2].

Еще одним успешным примером применения аддитивных технологий термостойких пластиков является проект БПЛА Aurora, планер которого был полностью изготовлен с применением аддитивных технологий [3; 4].



**Рис. 1.** Элемент ракеты-носителя Atlas V, изготовленный из пластика ULTEM 9085

Преимущества применения аддитивной технологии термостойких пластиков методом экструзии полимерных нитей (FDM) являются традиционными для технологии FDM в целом, но с особенностями, обусловленными высокими эксплуатационными характеристиками термостойких пластиков:

- Повышение гибкости проектирования.
- Уменьшение сроков изготовления функциональных прототипов, переход к прямому цифровому производству.
- Снижение массы деталей на 40–50%.

В настоящее время в рамках сотрудничества ООО «Современное оборудование» (группа компаний «Солвер») и БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова реализуется проект, направленный на исследование возможности изготовления и функционального применения деталей аэрокосмической отрасли, полученных методами аддитивных технологий из термостойких пластиков.

В качестве объекта исследования в данном проекте был выбран малоразмерный газотурбинный двигатель (МГТД) с расчетной тягой 10 кгс. Такой двигатель способен поднимать в воздух БПЛА весом до 50 кг.

Все детали МГТД были условно отнесены к трем температурным диапазонам эксплуатации (рис. 2):

1. Низкотемпературный (150–220 градусов Цельсия).
2. Среднетемпературный (300–400 градусов Цельсия).
3. Высокотемпературный (свыше 500 градусов Цельсия).

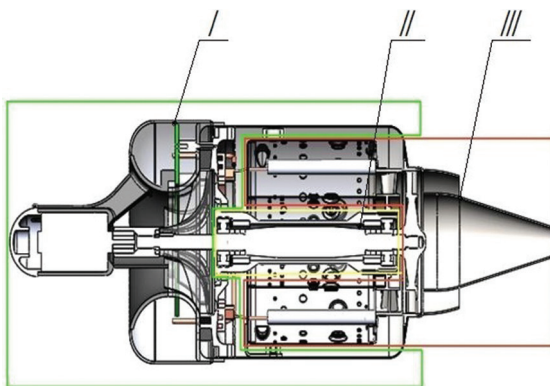


Рис. 2. Температурные диапазоны функционирования деталей МГТД

Это позволило выделить ряд деталей МГТД (рис. 3): крышку компрессора; колесо компрессора; диффузор; а также корпус камеры сгорания, которые могут быть изготовлены методом FDM из термостойкого пластика.

Из имеющихся термостойких пластиков стоит рассматривать для данной задачи следующие: PPSF; ULTEM 1010; ULTEM 9085 [1; 5]. В сравнении (табл. 1) с наиболее распространенным в авиационной отрасли материалом дюралюминием, например, дюраль Д16 позволяет установить следующее. Материал ULTEM 1010 имеет температуру тепловой деформации примерно 213 градусов Цельсия, что сопоставимо с рекомендуемой температурой применения изделий из Д16. Можно заметить, что термостойкие пластики имеют существенно больший коэффициент термического расширения, что необходимо учитывать при проектировании изделий, работающих в условиях повышенных температур. Также стоит отметить тот факт, что материалы типа ULTEM обладают существенной анизотропией механических свойств. Это приводит к тому, что при изготовлении деталей из подобных пластиков методом FDM на анизотропию свойств, характерную для технологии получения, будет накладываться

анизотропия самого материала, что необходимо учитывать при расчете изделий на прочность.

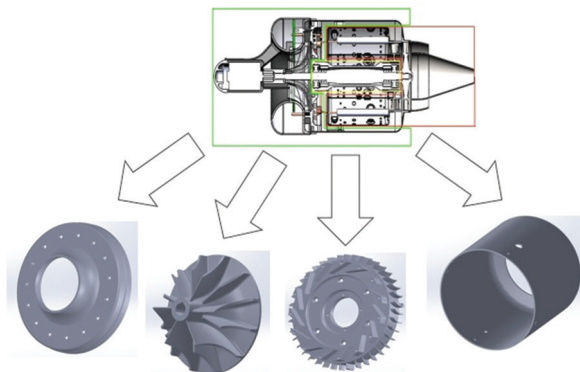


Рис. 3. Детали МГТД для изготовления из термостойкого пластика

Таблица 1

Сравнительная характеристика термостойких пластиков

| Материал   | Температура тепловой деформации (при нагрузке 1,82 МПа), °С | Плотность, кг/м <sup>3</sup> | Временное сопротивление разрыву, МПа | Линейный коэффициент термического удлинения, 10 <sup>-6</sup> °С <sup>-1</sup> |
|------------|---|------------------------------|--------------------------------------|--|
| PPSF       | 189   | 1280                         | 55                                   | 55   |
| ULTEM 1010 | 213   | 1270                         | 37–81                                | 47   |
| ULTEM 9085 | 153   | 1340                         | 42–69                                | 65   |
| Дюраль Д16 | Рекомендуемая Т экспл. не более 230°С                       | 2800                         | 460                                  | 22   |

В результате предварительной оценки возможности изготовления выбранных деталей методом FDM специалистами ООО «Современное оборудование» был сформулирован ряд рекомендаций по доработке конструкции деталей с целью увеличения толщины стенок некоторых деталей – 0,5–0,8 мм до 1,5 мм. Далее был проведен расчет теплового состояния доработанной конструкции МГТД для условий, соответствующих максимальному режиму работы. Анализ распределения температуры по сечению МГТД (рис. 4) показал, что выбранные детали испытывают умеренную тепловую нагрузку с температурой до 200 градусов Цельсия. При этом в зоне контакта корпуса камеры сгорания с корпусом соплового аппарата турбины имеется локальное превышение температуры выше 200 градусов Цельсия, что говорит о необходимости использования в данной области теплоизолирующих материалов, например прокладок из паронита. Для печати деталей был выбран материал ULTEM 1010 как наиболее подходящий по температуре эксплуатации.

Печать деталей проводилась на производственных мощностях ООО «Современное оборудование» на 3D-принтере Stratasys Fortus 900 mc (рис. 5).

После удаления поддерживающих структур была проведена оценка качества поверхности деталей. На исследуемых поверхностях корпуса камеры сгорания и диффузора шероховатость составила примерно  $Ra = 20$  мкм (рис. 6).

При этом профиль шероховатости имеет повторяющуюся волнообразную структуру с четким разделением слоев наносимого материала. Требуемая шероховатость поверхностей оценивалась по имеющимся образцам подобных деталей и составляет: для корпуса камеры — 2,5 мкм; для диффузора — 3,2 мкм. В то же время шероховатость фронтальной поверхности крышки компрессора составила всего 5 мкм, профиль шероховатости имеет острые ярко выраженные пики и впадины. Данный тип шероховатости получается в результате обработки поверхности при удалении поддержек.

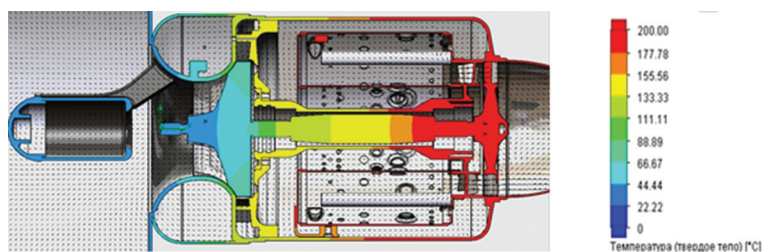


Рис. 4. Результаты теплового расчета конструкции МГТД



Рис. 5. Детали МГТД, изготовленные методом FDM

Оценка точности изготовления проводилась путем сравнения размеров геометрической модели с размерами деталей. При этом были получены средние отклонения, которые составили для различных деталей от 2,2 до 4,8%, при максимальных отклонениях, не превышающих 10%. Качество изготовленных деталей составило 14–15, что характеризует достаточно грубое поле допусков.

Возможность обработки деталей из термостойких пластиков для достижения требуемого уровня шероховатости поверхности исследовалась на опытных

образцах корпуса камеры сгорания. Была проведена пескоструйная обработка образцов фракциями различной мелкости: условно грубая — электрокорунд (120 мкм); условно тонкая — керамическая дробь (50 мкм).

Результаты обработки грубой фракцией приведены на рисунке 7. Результаты обработки тонкой фракцией приведены на рисунке 8. Полученные значения шероховатости приведены в таблице 2.

Сравнительный анализ результатов пескоструйной обработки образцов показывает, что обработка условно тонкой фракцией незначительно снижает шероховатость, при этом профиль шероховатости изменяется незначительно. В то же время обработка условно грубой фракцией дает существенно более низкое значение шероховатости. При этом требуемое по конструктивным соображениям значение шероховатости не достигается в обоих случаях.

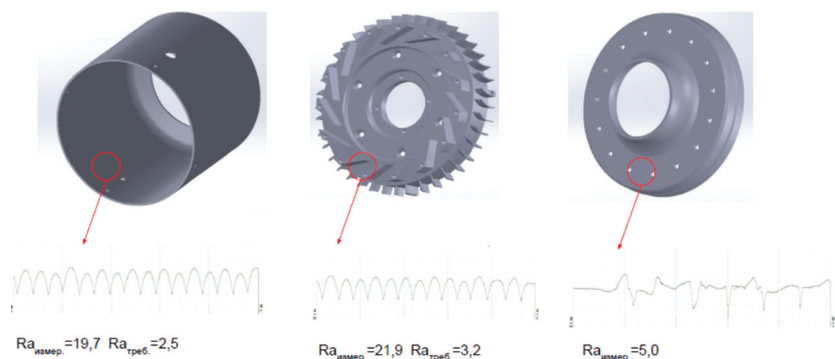


Рис. 6. Профиль шероховатости поверхности деталей

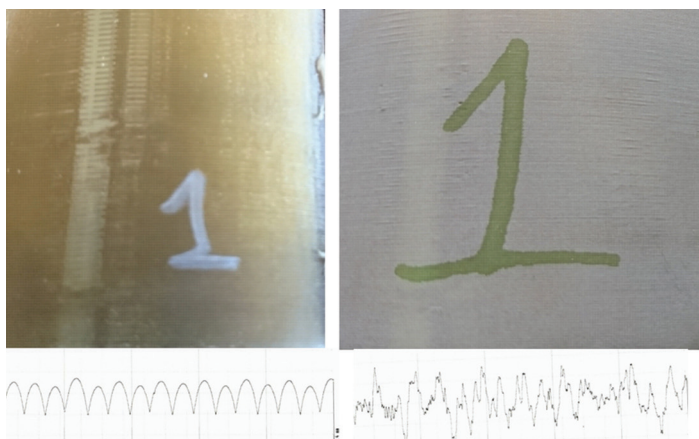


Рис. 7. Внешний вид и профиль шероховатости образца до и после обработки грубой фракцией





**Рис. 8.** Внешний вид и профиль шероховатости образца до и после обработки тонкой фракцией

Таблица 2

**Сравнительные характеристики опытных образцов до и после обработки**

| № образца | «Тонкость» обработки | Средняя шероховатость до обработки, Ra | Средняя шероховатость после обработки, Ra | Средняя толщина образца до обработки, мм | Средняя толщина образца после обработки, мм |
|-----------|----------------------|--|---|--|---|
| 1         | Грубая               | 19,7                                   | 6,5                                       | 1,62                                     | 1,55  |
| 3         | Тонкая               | 19,7                                   | 11,9                                      | 1,62                                     | 1,58  |

Поэтому для обработки поверхности деталей, изготовленных из пластика ULTEM 1010, стоит выбирать абразивные составы грубой фракции (100–200 мкм).

На этапе сборки МГТД с использованием деталей из термостойких пластиков особое внимание было уделено тепловой защите мест контакта металлических частей камеры сгорания и корпуса соплового аппарата турбины с корпусом камеры. В качестве теплоизоляции использовался листовой паронит марки ПОН-Б толщиной 2 мм.

Собранный МГТД далее был установлен на испытательном стенде кафедры «Двигатели и энергоустановки ЛА» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Испытательный стенд оборудован датчиком числа оборотов ротора, датчиком температуры газов за турбиной, датчиком давления в камере сгорания. МГТД устанавливался на подвижной платформе, связанной с тягоизмерительной системой. Предварительная раскрутка ротора МГТД обеспечивалась электростартером, связанным с ротором через обгонную муфту. Подача топлива (керосин ТС-1) осуществлялась шестеренным насосом и регулировалась сигналом ШИМ от пульта управления.

В ходе испытаний МГТД из-за сбоя циклограммы запуска режимных параметров достичь не удалось. При частоте вращения ротора примерно 10 000 об/мин произошел прогар стенки корпуса камеры сгорания и разрушение топливного коллектора, которое привело к возгоранию задней стенки диффузора и ее частичному короблению. Однако в целом детали из термостойких пластиков даже в условиях локального возгорания сохранили свои геометрические размеры и, частично, функционал.

Ввиду вышеперечисленных обстоятельств результаты испытаний деталей из термостойких пластиков в составе МГТД следует считать предварительными. Тем не менее полученные результаты позволяют сделать некоторые выводы:

1. Детали, изготовленные из термостойких пластиков методами аддитивных технологий, пригодны для использования в качестве испытательных макетов МГТД с незначительными доработками (увеличение толщины стенок, использование теплоизоляции при сборке).
2. Требуется дополнительные испытания для подтверждения возможности использования подобных деталей в качестве полнофункциональных изделий.
3. Современный уровень 3D-печати методом FDM не позволяет изначально достичь качества поверхности и точности размеров деталей, необходимого для аэрокосмической отрасли. Требуется дополнительная механическая постобработка.
4. В качестве механической постобработки может применяться пескоструйная обработка абразивами грубой фракции (100–200 мкм).

Стоит отметить, что данные выводы получены для конкретного материала, а именно пластика ULTEM 1010, для прочих подобных пластиков данные выводы, возможно, неприменимы.

В заключение стоит отметить, что внедрение технологии FDM в процесс разработки МГТД позволяет в достаточно короткие сроки создать и испытать различные варианты конструкций, что позволит сократить время разработки подобных двигателей и теоретически повысить их эффективность за счет снижения массы конструкции.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Инновации в ракетостроении при помощи 3D-печати [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.stratasydirect.com/blog/high-power-rocketry-using-3d-printing/> (дата обращения 11.05.2017).
2. Материалы, готовые для космоса [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://blog.stratasy.com/2016/03/23/atlas-rocket-3d-printed-parts/> (дата обращения 11.05.2017).
3. Проект «Аврора». 3D-печать [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://articles.sae.org/13170/> (дата обращения 11.05.2017).
4. Партнерство со Stratasy. Проектировка и разработка в проекте «Аврора» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.cimetrixsolutions.com/resources/case-studies/aerospace> (дата обращения 11.05.2017).
5. Термостойкие пластики для FDM [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.stratasy.com/materials/fdm> (дата обращения 11.05.2017).

*М.В. Зюлькова, П.П. Бастрыкин, В.Н. Привалов,  
А.В. Попарецкий, С.П. Куница, М.Ю. Вовк, Б.В. Брыкин  
ОКБ им. А. Люльки — филиал ПАО «УМПО», г. Москва*

## **ПЕРСПЕКТИВНОЕ УСТРОЙСТВО РЕВЕРСА ТЯГИ**

В данной статье описаны современные средства торможения самолета на пробеге после посадки, выявлены основные проблемы, связанные с использованием этих средств. Описаны проблемы применения реверсивных устройств на военных самолетах. Представлена принципиально новая конструкция устройства реверса тяги, разработанная в ОКБ им. А. Люльки. Приведены результаты газодинамических расчетов предлагаемого устройства и рабочая компоновка. Обозначен фронт работ по испытаниям и дальнейшей проработке перспективного реверсивного устройства.

Скорости полета современных самолетов достаточно высоки и имеют тенденцию к увеличению, в большей степени это относится к военной авиации. Чем для более высоких скоростей предназначен летательный аппарат (ЛА), тем труднее обеспечить стабильный полет на малых посадочных скоростях. Для уменьшения посадочной скорости применяются различные методы, например, такие как изменяемая стреловидность и механизация крыла. В некоторой степени это решает проблему, но посадочные скорости современных ЛА остаются достаточно высокими, что создает такие проблемы, как большая длина пробега и повышенные нагрузки на элементы посадочных устройств. По этой причине вопрос эффективного торможения самолета на этапе пробега после его посадки является актуальным.

На текущий момент можно выделить три способа торможения ЛА:

- тормоза колес шасси;
- тормозной парашют;
- реверсивное устройство (РУ).

Основным способом на первых этапах был колесный тормоз шасси. Такой метод торможения неэффективен при высоких посадочных скоростях, так как на крыле существует небольшая подъемная сила, из-за которой сцепление колес с взлетно-посадочной полосой (ВПП) невелико. Кроме того, они не могут быть задействованы сразу после касания шасси самолета ВПП из-за возможного перегрева и повреждения элементов посадочных устройств, в частности пневматиков колес. Также при неблагоприятных погодных условиях (например дождь, снег, обледенение) коэффициент трения между шасси и ВПП становится еще меньше. Таким образом, для эффективного и безопасного применения тормоза колес шасси необходимо сначала применить средства торможения, эффективность которых проявляется именно на большой посадочной скорости. Такими средствами могут являться тормозной парашют или РУ.

Тормозные парашюты — одно из самых эффективных средств торможения самолета на большой скорости. Их использование позволяет сократить посадочную дистанцию на 30–35% [1]. Но, при высокой эффективности, их применение не всегда удобно. Это связано с необходимостью сборки парашюта после посад-

ки, а также повторной укладки и установки на самолет перед следующим взлетом. Все это увеличивает интервал между взлетом и посадкой самолета, а также исключает возможность повторного использования парашюта в случае приземления на необорудованные площадки. РУ позволяет избавиться от вышеперечисленных недостатков парашютной системы.

Реверсивное устройство — это устройство, создающее обратную тягу за счет поворота потока рабочего тела в направлении «по полету». Основное применение РУ — это торможение при пробеге. Но оно также может применяться для экстренного торможения при прерванном взлете, для быстрого снижения в случае разгерметизации кабины, для повышения маневренности военных самолетов. Реже это устройство может применяться при рулении на аэродроме для движения задним ходом, в этом случае отпадает необходимость в буксировщике, что является большим преимуществом в условиях ограниченного пространства (например, палуба авианесущего крейсера).

Реверс тяги самолета, при всех своих достоинствах, имеет и недостатки. Реверсивная струя может попасть на вход в двигатель, нарушая стабильность его работы. Также существует опасность попадания на вход в двигатель посторонних предметов с ВПП. Такая опасность наиболее вероятна при малых скоростях движения самолета, так как при больших скоростях реверсивная струя сдувается набегающим потоком. Эти проблемы решаются разводкой реверсивных струй в радиальном направлении, а также применением РУ только при высоких скоростях движения самолета.

Также существенным недостатком является большая масса и габариты самого устройства. Именно поэтому РУ не нашли широкого применения в боевой авиации. Вместо РУ на современных военных истребителях устанавливают тормозные парашюты.

Коллективом ОКБ им. А. Льюльки разработано принципиально новое устройство реверса тяги. Данное устройство в настоящий момент находится на стадии патентования. Предлагаемая конструкция достигает массы до 80 кг на один двигатель на двигателе для боевого маневренного самолета при использовании стандартных материалов, что является сопоставимым с парашютной системой. По нашим оценкам, масса парашютно-тормозной системы (в классе самолетов СУ-27) может достигать 100 кг и более, так как в нее, помимо парашюта, входят элементы механизации, створки контейнера, силовые элементы крепления к шпангоутам, система аэродинамических тормозов и прочее. Кроме того, требуется дополнительное усиление хвостовой части планера, так как процесс торможения парашюта носит характер кратковременной перегрузки, а место приложения силы находится в стороне от основных точек крепления двигателя.

Также преимуществом предполагаемой конструкции является модульность РУ, что не требует замены большого количества узлов двигателя, следовательно, может быть установлено в уже существующий двигатель без серьезных изменений его конструкции.

Все вышеперечисленное указывает на то, что данное устройство по массовым и габаритным характеристикам не уступает парашютно-тормозной системе,

следовательно, может быть использовано на военных самолетах. На рисунке 1 показана принципиальная схема размещения РУ на примере двигателя АЛ-31Ф.

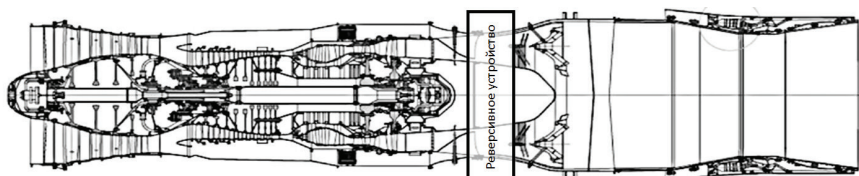


Рис. 1. Принципиальная схема размещения РУ

В данном случае РУ располагается за смесителем и перед форсажной камерой, однако конструкция данного устройства позволяет его размещение практически в любом месте двигателя в зависимости от его типа и компоновки, например, во втором контуре двигателя с высокой степенью двухконтурности.

Устройство реверса тяги (рис. 2) включает в себя:

- тарельчатые клапаны (А), равномерно расположенные по окружности корпуса двигателя;
- поворотные лопатки (Б);
- устройства вывода газового потока (В);
- элементы механизации (Г).

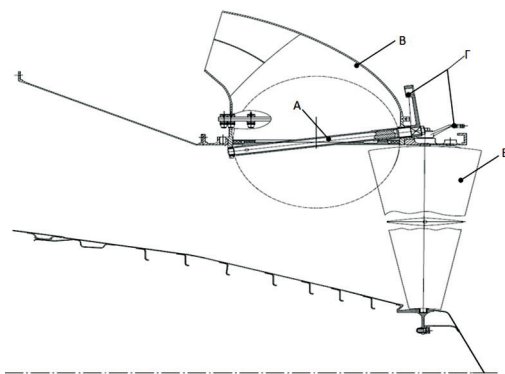
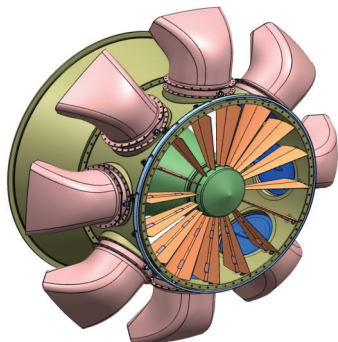


Рис. 2. Компоновка РУ (продольный разрез)

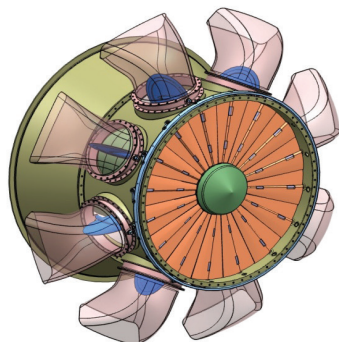
Также нужно отметить, что расположение устройств вывода газового потока (В) изменяется в соответствии с формой и особенностями планера самолета. На рисунках 3 и 4 изображены демонстрационные варианты РУ.

На режиме прямой тяги (рис. 3) тарельчатые клапана (А) находятся в закрытом состоянии. Лопатки (Б) повернуты таким образом, чтобы не препятствовать течению газа по проточной части. Каждая из лопаток (Б) имеет аэродинамический профиль. На режиме обратной тяги (рис. 4) тарельчатые клапана (А) открываются. Лопатки (Б) поворачиваются на  $90^\circ$ , перекрывая газовый поток,

в результате чего поток перенаправляется в устройства вывода (В). Во избежание выхода вентилятора за границы режимов устойчивой работы, при переходе двигателя с прямой тяги на обратную, в первую очередь приоткрываются клапаны, только после этого осуществляется поворот лопаток. Переключение устройства на реверсивный режим осуществляется на режиме малого газа двигателя. После включения реверса двигатель переключается на режим максимальной тяги для создания большей обратной тяги.

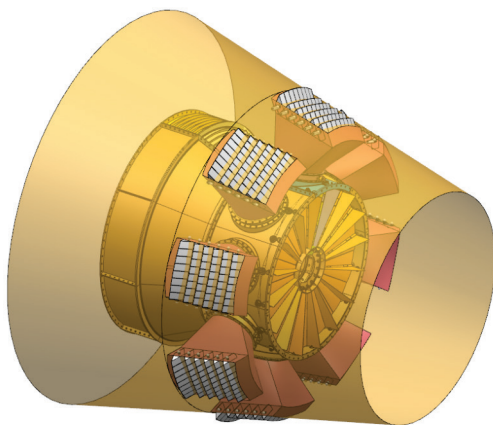


**Рис. 3.** Режим прямой тяги, реверс выключен



**Рис. 4.** Режим обратной тяги, реверс включен

На срезе устройства вывода расположены направляющие решетки, разворачивающие реверсивную струю под нужным углом. На режиме прямой тяги (когда реверс выключен), решетки находятся в сложенном состоянии и образуют единую поверхность с мотогондолой двигателя, не создавая дополнительного аэродинамического сопротивления (рис. 5).



**Рис. 5.** Направляющие решетки РУ

Эффективность РУ определяется коэффициентом реверсирования, который представляет собой отношение обратной тяги, создаваемой РУ, к прямой тяге на реверсивном режиме работы двигателя:

$$\gamma_{\text{рев}} = \frac{R_{\text{обратная}}}{R_{\text{прямая}}} \quad (1)$$

При разработке РУ был проведен ряд расчетов, в том числе и расчет коэффициента. Для рассматриваемой конструкции коэффициент реверсирования равен  $\gamma_{\text{рев}} = 0,75$ .

При проведении газодинамических расчетов в программном комплексе ANSYS CFX были получены основные параметры потока, а также определены наиболее нагруженные узлы конструкции. Были проведены работы по профилированию проточной части и оптимизации геометрии поворотных лопаток. Расчетные значения потерь полного давления, возникающие в потоке, вследствие ввода элементов конструкции РУ составили порядка 1%. На рисунках 6 и 7, а также в таблице 1 приведены результаты газодинамических расчетов.

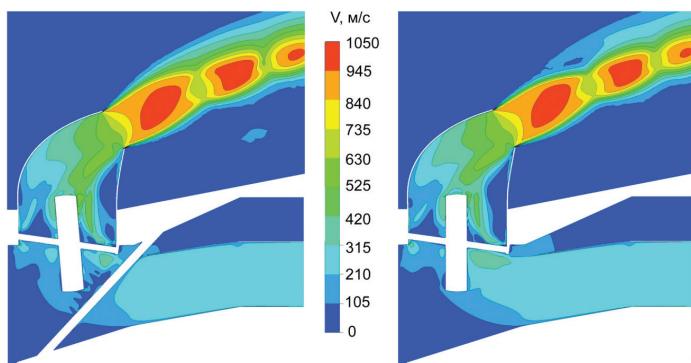


Рис. 6. Поля распределения скоростей в канале

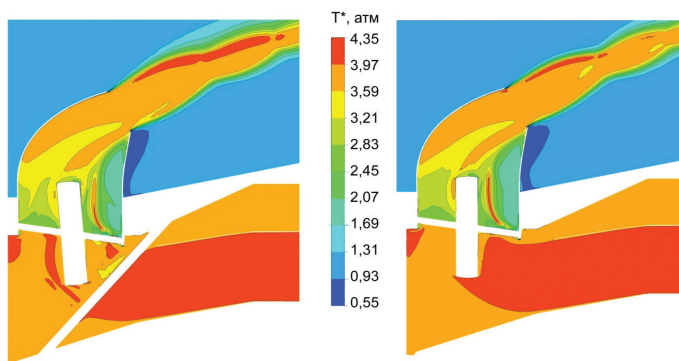


Рис. 7. Поля распределения давлений в канале

Основные параметры потока

|  | Значение |
|--|----------|
| Давление на срезе устройства вывода (атм)    | 3,75     |
| Давление на входе в устройство вывода (атм)  | 4,05     |
| Скорость на срезе устройства вывода (м/с)    | 570      |
| Скорость на входе в устройство вывода (м/с)  | 315      |
| Потери полного давления на поворот потока, % | 16,25    |

В настоящее время в ОКБ им. А. Люльки ведутся работы по созданию установки для модельных испытаний сектора реверсивного устройства.

На рисунке 8 изображен общий вид экспериментальной установки сектора реверсивного устройства, которая включает в себя:

- тарельчатый клапан (А);
- поворотную лопатку (Б);
- устройство вывода газового потока (В);
- подводной канал (Г);
- мерные участки для измерения утечек рабочего тела через зазоры (Д), (Е).

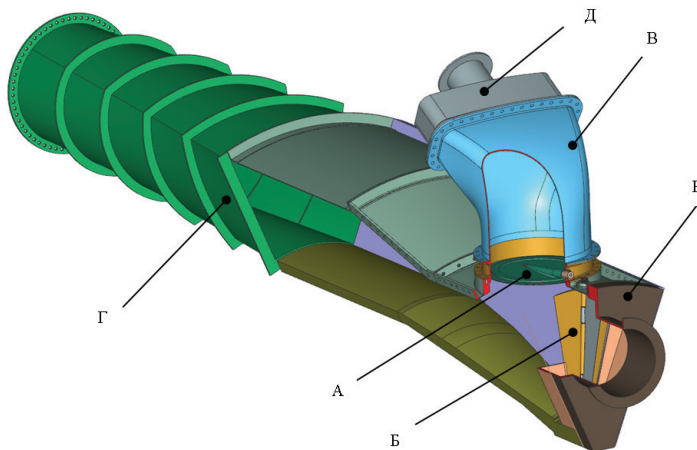


Рис. 8. Общий вид экспериментальной установки сектора реверсивного устройства

Целями испытаний сектора реверсивного устройства являются:

- измерение величин обратной и прямой тяги сектора реверсивного устройства с последующим определением коэффициента реверсирования и сравнением его с расчетным;
- измерение утечек воздуха через зазоры между подвижными элементами конструкции;
- тензометрирование отдельных узлов РУ, в частности тарельчатого клапана и поворотной лопатки.



Таким образом, в ходе конструкторской проработки была разработана рабочая компоновка РУ для самолетов боевой авиации, которое позволит заменить используемые в настоящий момент парашютные системы, что позволит сократить пробег при торможении, обеспечит возможность посадки на необорудованные аэродромы, а также сократит время межполетного обслуживания. Запланированное экспериментальное исследование реверсивного устройства позволит подтвердить полученные расчетным путем характеристики РУ и оценить прочность основных элементов РУ.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Александров В.Г., Майоров А.В., Потюков Н.П. Авиационный технический справочник. Эксплуатация, обслуживание, ремонт, надежность М.: Транспорт, 1975. 432 с.

УДК 621.362

*А.А. Лопатин, Р.А. Фатхиева, А.А. Терентьев*

*КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева, г. Казань*

*rozzy94@mail.ru*

### **СОВРЕМЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ В СИСТЕМАХ ГЕНЕРАЦИИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ОХЛАЖДЕНИЯ**

Анализ развития систем охлаждения и генерации в течение последних 3–5 лет выделяет тот факт, что термоэлектрические элементы все активнее завоевывают этот рынок. В данной статье рассматривается применение термоэлектрических элементов в различных областях науки и техники. Проанализированы основные перспективные направления в области применения термоэлектрических элементов. На основе проведенного исследования авторы выделяют возможность практического использования термоэлектрических генераторов на борту летательных аппаратов.

#### **Область применения термоэлектрических элементов**

На сегодняшний день термоэлектрические преобразователи энергии обладают достаточной стабильностью рабочих параметров и высокой надежностью [1–3]. Термоэлектрические модули нашли сравнительно широкое применение в самых различных областях науки и техники, а охлаждающие элементы Пельтье выпускаются в промышленных масштабах.

Стандартный модуль обеспечивает значительный температурный перепад, который составляет несколько десятков градусов. При соответствующем принудительном охлаждении нагревающегося радиатора второй радиатор — холодильник, позволяет достичь достаточно низких температур, в том числе и отрицательных. Для увеличения разности температур возможно каскадное включение термоэлектрических модулей Пельтье при обеспечении адекватного их охлажде-

ния. Это позволяет сравнительно простыми средствами получить значительный перепад температур и обеспечить эффективное охлаждение теплонагруженных элементов.

Конструкция термоэлектрического модуля и внешний вид некоторых промышленно выпускаемых элементов Пельтье представлены на рисунках 1 и 2.

Как и любые современные электрокомпоненты, термоэлектрические модули становятся все более миниатюрными. Разработки в области материаловедения позволяют повысить КПД элементов до 15%.

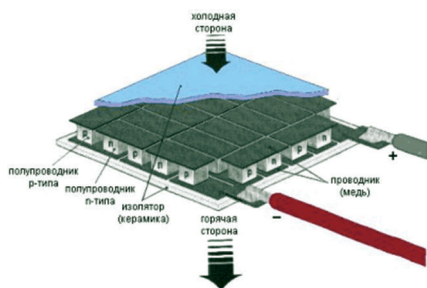


Рис. 1. Конструкция термоэлектрического модуля Пельтье

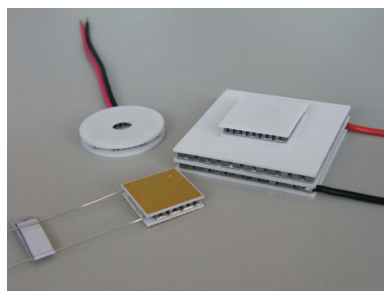


Рис. 2. Внешний вид термоэлектрического модуля Пельтье

### Применение термоэлектрических модулей в системах охлаждения

На рисунке 3 представлены некоторые примеры практического применения термоэлектрических модулей для целей охлаждения промышленного и бытового радиоэлектронного оборудования. Начиная с середины 2000-х годов в секторе персональных ЭВМ наметился серьезный рост тепловыделения компонентов, связанный с постоянным совершенствованием технологий создания микропроцессоров, повышения их рабочей частоты и, как следствие, значительным увеличением производительности. Существовавшие на тот момент классические воздушные системы охлаждения уже не могли дать адекватный ответ на обозначенный вызов, и разработчики обратили внимание на хорошо известные, но не очень распространенные на тот момент элементы Пельтье.

Создание комбинированных систем, воздушно-термоэлектрических (рис. 3а) и жидкостно-термоэлектрических (рис. 3б, в), позволило значительно повысить эффективность охлаждения и термостабилизации радиоэлектронного оборудования.

Проанализировав траектории развития активных систем охлаждения в течение последних 3–5 лет, можно с уверенностью отметить тот факт, что термоэлектрические элементы все активнее завоевывают этот рынок. Причем наиболее эффективное применение этих элементов относится к комбинированным системам (воздушные + термоэлектрические, жидкостные + термоэлектрические и т. д.), позволяющим максимально реализовать все положительные стороны элементов Пельтье, а именно: возможность обеспечения достаточно низких температур на охлаждаемой поверхности, возможность каскадного подключе-

ния модулей, компактность, удобство и простота в эксплуатации, отсутствие подвижных механических частей и т. д.

Кроме очевидного применения в качестве основы систем охлаждения, элементы Пельтье нашли широкое прикладное приложение в бытовых переносных и стационарных холодильных установках (рис. 3г). Активное развитие этого направления в последнее время позволило значительно удешевить как конструкцию готовых систем в целом, так и снизить стоимость отдельных модулей.

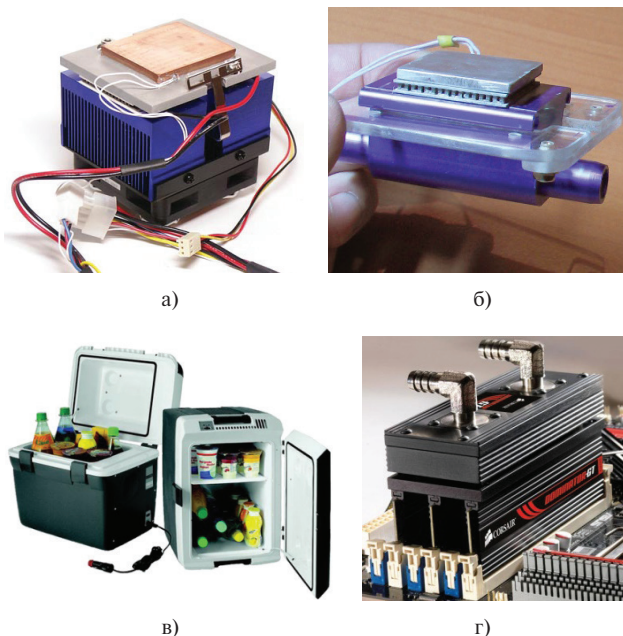


Рис. 3. Примеры практического применения термоэлектрического охлаждения

### Применение термоэлектрических модулей в качестве генераторов

Термоэлектрические генераторы применяются не так широко, как термоэлектрические холодильники, что в значительной степени связано на сегодняшний день с их невысокой эффективностью. Можно сказать, что области их применения относятся к условиям, в которых применение преобразователей других типов практически невозможно. Необходимо отметить, что в последнее время как в нашей стране, так и за рубежом ведутся успешные исследования, направленные на повышение КПД термоэлектрических модулей.

Как уже было отмечено выше, еще одним перспективным направлением развития термоэлектрической техники является разработка и создание на основе элементов Пельтье мобильных и стационарных термоэлектрических генераторов, способных значительно снизить затраты на получение электроэнергии

в труднодоступных районах, в том числе в условиях Крайнего Севера, а также на борту различных транспортных средств (авиационной и морской техники, автомобилей, железнодорожного транспорта и т. д.).

В последние несколько лет стала активно развиваться тематика, связанная с бытовым использованием термоэлектрических генераторов. Речь, прежде всего, идет о мобильных устройствах, использующих огонь в качестве источника тепла (рис. 4а, б, в, г). Востребованность таких систем обусловлена бурным ростом количества мобильных устройств, нуждающихся в периодической подзарядке в условиях отсутствия источников тока. Кроме того, в ситуации постоянного увеличения тарифов на электроэнергию становятся крайне актуальными вопросы, касающиеся глубокого внедрения энергосберегающих технологий в повседневную жизнь.

Уже сейчас в продаже можно встретить устройства, способные в загородных условиях обеспечить бесперебойное функционирование небольших бытовых приборов. И очевидно, что эта индустрия будет развиваться, завоевывая все большую популярность.

Еще одной точкой роста для бытовых и промышленных термоэлектрических генераторных систем может стать набирающая популярность индустрия «умных домов». Концепция таких сооружений подразумевает широкое применение полностью энергонезависимых технологий, в том числе и в системах управления.



Рис. 4. Бытовые и промышленные ТЭГ

В последние годы вслед за внедрением ТЭГ в быту наметилось активное освоение этих технологий и в промышленности. На рисунках 4д, е, ж, з представлены образцы внедрения термоэлектрических генераторных систем в промышленности (рис. 4д, е), коммунальном хозяйстве (рис. 4ж) и автопроме (рис. 4з). Причем в случае с автомобилями использование ТЭГ является еще одним серьезным подходом, позволяющим снизить массу и повысить надежность. Не так давно компания BMW провела успешные испытания ТЭГ, установленных на выходном коллекторе автомобильного двигателя. Несомненно, особенно значительную глубину проникновения этих технологий вскоре можно будет наблюдать в гибридных и электрических автомобилях.

## Заключение

На основании вышесказанного можно сделать выводы о возможности применения ТЭГ в летательных аппаратах. В условиях постоянной борьбы производителей за уменьшение стоимости авиационных перевозок применение ТЭГ на борту ЛА оказывается весьма перспективным, так как позволяет отказаться от механического генератора электрического тока, работающего за счет отбора энергии от ротора авиационного двигателя. Вместе с тем простая установка термоэлектрических модулей на корпусе двигателя приведет к увеличению его массы, поэтому вопрос оптимизации массогабаритных показателей 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 будет формироваться, прежде всего, исходя из свойств используемых материалов, а также конструкции модулей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Иоффе А.Ф.* Физика полупроводников. — М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1957. — 494 с.
2. *Бернштейн А.С.* Термоэлектрические генераторы. — М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. — 47 с.
3. *Поздняков Б.С., Контелов Е.А.* Термоэлектрическая энергетика. — М.: Атомиздат, 1974. — 264 с.
4. *Christoph Bode, Jens Friedrichs, Ragnar Somdalen, Jurgen Kohler, Kai-Daniel Buchter, Christoph Falter, Ulrich Kling, Pawel Ziolkowski, Knud Zabrocki, Eckhard Muller, Dragan Kozulovic* // 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.

*А.А. Лопатин, Р.А. Фатхиева, А.А. Терентьев*

*КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева, г. Казань*

*rozzy94@mail.ru*

## **О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ В АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ**

Эволюция авиационных двигателей приводит к увеличению их эффективности и ресурса, одним из методов повышения данных показателей является внедрение термоэлектрических генераторов в конструкцию, являющейся источником тепла. В данной статье рассматриваются материалы и параметры термоэлектрических генераторов, а также требования, предъявляемые им. Выявлены и проанализированы основные проблемы, связанные с возможностью применения термоэлементов в авиационных двигателях. На основе проведенного исследования авторы делают вывод о перспективности внедрения данного метода производства электроэнергии на борту летательного аппарата.

### **Введение**

Бортовое электрооборудование современных летательных аппаратов (ЛА) потребляет 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 другие. Данное оборудование является весьма эффективным, так как имеет высокую удельную мощность (до 3,3 кВт/кг). Этот показатель у авиационных генераторов в 6–10 раз выше, чем у общепромышленных. Такая эффективность достигается за счет повышения частоты вращения ротора генератора (до 12 000 об/мин), использования более легких сплавов, повышения токовой нагрузки, высокой степени использования материалов, использования более комбинированных систем охлаждения и т. д. При этом срок службы авиационных генераторов значительно ниже, чем обычных, и составляет не более 4000 ч.

Тем не менее использование генераторов имеет ряд особенностей, связанных с наличием подвижных механических частей, в том числе:

- Щеточно-коллекторный узел в генераторах снижает надежность его работы (особенно при высотных полетах), увеличивает трудозатраты на необходимое регламентное обслуживание генератора, не позволяет повысить напряжение генератора выше 29 вольт.
- На турбореактивных двигателях частота вращения ротора может меняться в широких диапазонах, что влечет за собой нестабильные частотные параметры генератора. Такая ситуация является нежелательной для внутренних потребителей, так как приводит к снижению ресурса бортового электрооборудования. Применение же специальных приводов постоянной частоты вращения увеличивает массу летательного аппарата, уменьшает КПД генератора, увеличивает трудозатраты на необходимое регламентное обслуживание генератора.

- Серьезным вопросом является охлаждение генератора, так как мощность, которую можно получить от генератора при его долговременной работе, определяется в том числе и тепловыми потерями. Использование дополнительных систем охлаждения приводит к снижению КПД энергетической установки, а также к увеличению взлетной массы ЛА.

Перед разработчиками новой гражданской авиационной техники, а также военных аппаратов пятого поколения стоят задачи по повышению их экологичности, увеличению ресурса и эффективности, а следовательно, и удешевлению полетов в условиях постоянного роста цен на топливо и запчаста. Именно поэтому в ЛА нового поколения появляется необходимость использования новых высокоэффективных систем бортового электропитания, позволяющих снизить удельную массу ЛА. Разработка и создание перспективных систем энергоснабжения заключается как в оптимизации параметров существующих потребителей, так и в применении новых источников электроэнергии на борту. Среди обсуждаемых подходов в отечественных и зарубежных научных работах наиболее многообещающей является идея преобразования тепла в электроэнергию.

В современных ЛА используются турбореактивные двигатели с рабочими температурами внешних стенок двигателя на уровне 500–700°C, 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.

Исследование термоэлектрических явлений имеет давнюю историю. Устройства преобразования тепловой энергии в электричество работают на основе эффекта Зеебека, согласно которому в замкнутой цепи, состоящей из двух разнородных проводников, концы которых поддерживаются при различных температурах, возникает термо-ЭДС, величина которой зависит не только от температур, но также и от материалов проводников.

Термоэлектрические генераторы (ТЭГ) благодаря своей простоте, большому сроку службы, высокой надежности, стабильности параметров и другим привлекательным эксплуатационным свойствам достаточно давно и успешно используются в преобразователях солнечной энергии, системах охлаждения, радиоизотопных источниках и многом другом оборудовании [1; 2]. Тем не менее использование ТЭГ на борту атмосферных ЛА, работающих в условиях экстремальных динамических и тепловых нагрузок, требует анализа, связанного с оптимизацией рабочих режимов перспективных термоэлектродогенерирующих модулей и выбором наиболее подходящих материалов. Об актуальности разработок в данном направлении свидетельствует патентная активность ведущих зарубежных лабораторий в области разработки и создания материалов и оборудования для ТЭГ в современных ЛА (таких как Boeing, Motorola, California Institute of Technology и др.).

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.

Целью настоящей работы является аналитический обзор применения ТЭГ, оценка возможности применения ТЭГ в конструкции энергетической установки, являющегося источником тепла. Анализ позволит выявить конструктивные и технологические проблемы и в дальнейшем судить о целесообразности такого способа получения электропитания на борту современных ЛА.

## **Применение термоэлектрических генераторов в авиационной технике**

Стремительное развитие тематики, связанной с ТЭГ, относится к тем немногим областям современной прикладной науки и техники, в которых широкое «бытовое» применение стало настоящим толчком к чрезвычайно перспективному и потенциально востребованному сегменту рынка — промышленным наземным и авиационным термоэлектрическим генераторам.

Одним из первых устройств, получивших достаточно широкое практическое применение и оснащенных ТЭГ, стал так называемый «партизанский котелок», с успехом заменивший гальванические батареи, имеющие малый срок службы. Простая конструкция обеспечивала переносные радиостанции несколькими ваттами электрической энергии, вырабатывавшейся за счет разности температур между кипящей водой и пламенем костра. Позже, в начале 1950-х годов, термоэлектрическим генератором комплектовался ламповый радиоприемник «Родина» [10].

Наибольшая конкурентоспособность ТЭГ проявляется, прежде всего, в области источников электроэнергии для летательных аппаратов, а также в таких областях, как, например, электрохимическая защита магистральных газопроводов в труднодоступных районах, автономное электропитание радиоаппаратуры в неэлектрифицированных районах. В качестве конкретного примера таких систем можно привести автономные источники питания, работа которых базируется на термоэлектрических генераторах ГТГ-150М, предназначенных для получения постоянного электрического тока на объектах, где отсутствуют стандартные источники электроэнергии, но имеется природный газ.

Перспектива применения ТЭГ в высокотемпературных энергоустановках летательных и космических аппаратов определяется необходимостью иметь достаточно мощный источник электропитания на борту при незначительных массогабаритных характеристиках и высокой надежности. Получаемая от модуля электрическая мощность зависит, прежде всего, от свойств материалов, конструкции модуля, условий электрического и термического контакта, а также температурного перепада на модуле.

До настоящего времени существенным ограничением в практическом применении термоэлектрических преобразователей остается относительно низкий коэффициент эффективности преобразования теплового потока в электрическую энергию — от 3 до 8%. Однако в ситуации, когда для относительно небольших нагрузок невозможно или экономически нецелесообразно подвести обычные линии электропередачи, ТЭГ становится незаменимым. Сферы таких прикладных приложений крайне разнообразны: от энергообеспечения авиационной техники и космических аппаратов, находящихся на удаленных от Солнца орбитах, а также питания оборудования газо-, нефте- и продуктопроводов, мор-



ских навигационных систем и до бытовых генераторных устройств. Однако, несмотря на существующие ограничения, на данный момент имеется достаточно много прикладных работ в данной области, в том числе и патентов.

На сегодняшний день установлено, что максимальная эффективность существующих термоэлектрических материалов достигается в определенном ограниченном интервале температур. Использование ТЭГ, включающего последовательно (послойно) установленные высокотемпературный, среднетемпературный и низкотемпературный модули, расширяет рабочий диапазон температур, а следовательно, позволяет рассчитывать на предельно высокие значения КПД. Однако низкие температуры, возникающие в процессе работы ТЭГ избыточной мощности, способствуют конденсации влаги из воздуха. Такая ситуация представляет некоторую потенциальную опасность для электронных компонентов, так как конденсат может вызвать короткие замыкания между элементами. Для исключения возможности возникновения подобных проблем целесообразно использовать ТЭГ оптимальной мощности с возможностью плавной регулировки.

### **Эффективность применения термоэлектрических преобразователей, качество преобразования**

#### *Материалы, применяемые в термоэлектрических генераторах*

В настоящее время исследовано большое количество термоэлектрических материалов, перспективных для практического использования. Самой главной целью подобных исследований был поиск материалов, способных обеспечить максимальный коэффициент полезного действия термоэлектрических преобразователей в широком диапазоне температур.

Обратимся к характеристикам, которым должны удовлетворять термоэлектрические материалы:

- обладать высокой механической прочностью;
- не окисляться под воздействием внешней атмосферы;
- не сублимировать и не разлагаться при рабочих температурах от 300 К до 800 К;
- легко обрабатываться;
- иметь значения термоэлектрической добротности порядка 1–2,5 в диапазоне рабочих температур от 300 К до 800 К.

Одной из самых важных характеристик термоэлектрических преобразователей является обеспечение высоких значений термоэлектрической добротности, которая является комплексным параметром, характеризующим качество термоэлектрического материала [3; 4; 5; 6].

За последние полвека не было достигнуто значительного улучшения термоэлектрических характеристик однородных материалов, используемых для преобразования энергии. Как и в конце XX века на данный момент, одними из лучших массово производимых и широко применяемых термоэлектрических материалов остаются полупроводниковые сплавы  $(\text{Bi}_{1-x}\text{Sb}_x)_2(\text{Se}_{1-y}\text{Te}_y)_3$  [7].

Можно выделить несколько видов наиболее изученных термоэлектрических материалов:

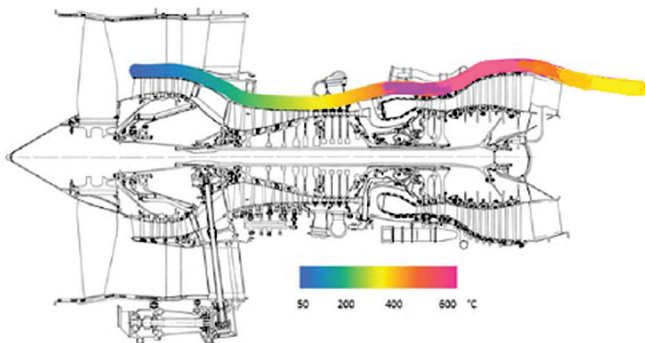
- теллуриды;
- клатраты — материалы, имеющие каркас, построенный из элементов IV группы и так называемой «гостевой молекулы»;
- сплавы на основе магния;
- силициды переходных металлов;
- скуттерудиты;
- оксиды;
- органические материалы.

### *Возможности и перспективы применения ТЭГ*

Как и любые передовые технологии, термоэлектрические преобразователи наряду с очевидными достоинствами обладают рядом недостатков. Часть из них относится к техническим и была рассмотрена ранее, а часть проблем имеет экономическое происхождение и связана, прежде всего, с высокой стоимостью материалов. Так, стоимость одних из наиболее эффективных материалов достаточно высока по причине наличия в них теллурия и германия, а использование более дешевого материала, например, свинца недопустимо из-за его токсичности.

Вес и удельная мощность термоэлектрических элементов являются особенно важными для применения на летательных аппаратах, однако сейчас существует несколько стратегий снижения массогабаритных характеристик. Некоторые из них непосредственно связаны с местом установки.

Наиболее теплонагруженным элементом ЛА без сомнения является силовая установка. При этом температурное поле по тракту двигателя характеризуется значительным градиентом (перепадом) (рис. 1). Так, минимальная температура фиксируется во входной части двигателя (первые ступени компрессора) и непрерывно растет, достигая максимальных значений в камере сгорания и турбине. Соответственно, авиационная силовая установка является наиболее оптимальным местом установки ТЭГ, так как, с одной стороны, в двигателе во время работ наблюдаются стабильно высокие температуры, а с другой, мотогондола всегда обдувается высокоскоростными воздушными потоками, обеспечивая тем самым необходимое охлаждение.



**Рис. 1.** Изменение температуры по тракту двигателя

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. Анализ некоторых зависимостей этих параметров для семи классов материалов представлен в таблице 1 [8].

Таблица 1

**Факторы, влияющие на стоимость производства**

| Класс материала                       | Химическая формула материала   | Тип структуры материала | Стоимость единицы массы материала (\$/кг) | Зависимости от низкотемпературных или высокотемпературных режимов |                  |                       |                     |
|---------------------------------------|--|-------------------------|---|---|------------------|-----------------------|---------------------|
|                                       |  |                         |   | ZT <sub>m</sub> материала   | F <sub>opt</sub> | L <sub>opt</sub> (мм) | Температурный режим |
| Халкогениды и SiGe (кремний-германий) | Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>  | частицы                 | 110                                       | 0,74  | 0,18             | 4,53                  | низкий              |
|                                       | Bi <sub>0,52</sub> Sb <sub>1,48</sub> Te <sub>3</sub>                                | частицы                 | 125                                       | 1,05  | 0,21             | 4,41                  | низкий              |
|                                       | Bi <sub>0,52</sub> Sb <sub>1,48</sub> Te <sub>3</sub>                                | наночастицы             | 125                                       | 1,52  | 0,29             | 3,47                  | низкий              |
|                                       | Bi <sub>0,54</sub> Te <sub>0,46</sub>  | наностержни             | 84  | 0,02  | 0,07             | 1,10                  | низкий              |
|                                       | (Na <sub>0,0283</sub> Pb <sub>0,945</sub> Te <sub>0,9733</sub> )                     | наночастицы             | 81  | 1,45  | 0,34             | 3,01                  | высокий             |
|                                       | (Ag <sub>1,11</sub> Te <sub>0,555</sub> )  |                         |   |   |                  |                       |                     |
|                                       | Bi-doped PbSe <sub>0,98</sub> Te <sub>0,02</sub> /PbTe                               | сверхрешетка            | 55  | 1,96  | 0,02             | 0,31                  | низкий              |
|                                       | AgPb <sub>18</sub> SbTe <sub>20</sub>  | частицы                 | 84  | 1,31  | 0,26             | 3,59                  | высокий             |
|                                       | SiGe   | частицы                 | 679                                       | 0,30  | 0,07             | 2,66                  | высокий             |
| Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>     | наночастицы  | 371                     | 0,53                                      | 0,13  | 3,39             | высокий               |                     |
| SiGe                                  | наностержни  | 679                     | 0,22                                      | 0,06  | 1,59             | низкий                |                     |
| Силициды                              | Mg <sub>2</sub> Si <sub>0,83</sub> Bi <sub>0,15</sub>                                | наночастицы             | 6,67                                      | 0,67  | 0,74             | 29,5                  | высокий             |
|                                       | Mg <sub>2</sub> Si <sub>0,6</sub> Sn <sub>0,4</sub>                                  | частицы                 | 4,04                                      | 1,05  | ~ 1              | 45,5                  | высокий             |
|                                       | Si   | наночастицы             | 3,09                                      | 0,21  | 0,71             | 94,5                  | высокий             |
|                                       | Si   | наностержни             | 3,09                                      | 0,72  | 0,09             | 3,38                  | низкий              |
|                                       | MnSi <sub>1,75</sub>   | частицы                 | 1,46                                      | 0,05  | ~ 1              | 37,5                  | низкий              |
|                                       | Mn <sub>15</sub> Si <sub>28</sub>  | наночастицы             | 1,51                                      | 0,07  | ~ 1              | 35,7                  | низкий              |
| Клатраты (соединения-включения)       | Ba <sub>8</sub> Ga <sub>16</sub> Ge <sub>28</sub> Zn <sub>2</sub>                    | частицы                 | 615                                       | 0,48  | 0,13             | 1,50                  | высокий             |
|                                       | Ba <sub>8</sub> Ga <sub>16</sub> Ge <sub>30</sub>                                    | частицы                 | 644                                       | 0,36  | 0,11             | 1,65                  | высокий             |
|                                       | Ba <sub>7</sub> Sr <sub>1</sub> Al <sub>16</sub> Si <sub>30</sub>                    | частицы                 | 1,64                                      | 0,09  | ~ 1              | 38,6                  | высокий             |
| Скуттерудиты                          | CeFe <sub>3</sub> Sb <sub>12</sub>   | частицы                 | 37  | 0,77  | 0,28             | 8,34                  | высокий             |
|                                       | Yb <sub>0,2</sub> In <sub>0,2</sub> CO <sub>4</sub> Sb <sub>12</sub>                 | частицы                 | 24  | 0,93  | 0,31             | 10,6                  | высокий             |
|                                       | Ca <sub>0,18</sub> Co <sub>3,97</sub> Ni <sub>0,03</sub> Sb <sub>12,40</sub>         | частицы                 | 13  | 0,77  | 0,39             | 17,6                  | высокий             |
| Оксиды                                | (Zn <sub>0,98</sub> Al <sub>0,02</sub> )O  | частицы                 | 2,30                                      | 0,08  | 0,48             | 58,6                  | высокий             |
|                                       | Ca <sub>2,4</sub> Bi <sub>0,3</sub> Na <sub>0,3</sub> Co <sub>4</sub> O <sub>9</sub> | частицы                 | 30  | 0,13  | 0,43             | 7,17                  | высокий             |
|                                       | InGaZnO  | наностержни             | 511                                       | 0,07  | 0,04             | 1,59                  | низкий              |
|                                       | Na <sub>0,7</sub> CoO <sub>2,5</sub>   | наночастицы             | 36  | 0,52  | 0,22             | 12,7                  | высокий             |

| Класс материала      | Химическая формула материала  | Тип структуры материала | Стоимость единицы массы материала (\$/кг) | Зависимости от низкотемпературных или высокотемпературных режимов |                  |                       |                     |
|----------------------|---|-------------------------|---|---|------------------|-----------------------|---------------------|
|                      |   |                         |   | ZT <sub>м</sub> материала   | F <sub>опт</sub> | L <sub>опт</sub> (мм) | Температурный режим |
| Полу-сплавы Гейслера | Zr <sub>0,25</sub> Hf <sub>0,25</sub> Ti <sub>0,5</sub> NiSn <sub>0,994</sub> Sb <sub>0,006</sub>             | частицы                 | 9,71                                      | 1,38  | 0,49             | 19,6                  | высокий             |
|                      | Zr <sub>0,5</sub> Hf <sub>0,5</sub> Ni <sub>0,8</sub> Pd <sub>0,2</sub> Sn <sub>0,99</sub> Sb <sub>0,01</sub> | частицы                 | 8,51                                      | 0,69  | 0,46             | 15,4                  | высокий             |
|                      | Ti <sub>0,8</sub> Hf <sub>0,2</sub> NiSn  | частицы                 | 10,70                                     | 0,41  | 0,41             | 16,5                  | высокий             |
| Другие               | PEDOT:PSS (поли (3,4-этилендиокситиофен) полистирол сульфонат)  | полимер                 | 0,34                                      | 0,01  | ~ 8              | 101                   | низкий              |

F<sub>опт</sub> — оптимальный коэффициент заполнения, L<sub>опт</sub> — оптимальная длина катета (плеча)

Многие задачи, связанные с выбором места установки термоэлектрических элементов, могут быть успешно решены с применением пленочных термоэлементов (ПТЭ). ПТЭ уже довольно давно и успешно используются в термометрии, пирометрии и актинометрии, однако до недавнего времени эффективность преобразования энергии в пленочных элементах существенно (на порядки) уступала уровню эффективности, достигнутому в объемных термоэлектрических преобразователях. На сегодняшний день в результате интенсивных физических и технологических исследований, конструкторских разработок были достигнуты значительные успехи в области пленочных термоэлектрических преобразователей. К настоящему времени доказана принципиальная возможность создания ПТЭ с энергетическими характеристиками, близкими к характеристикам объемных, разработана технология серийного производства, создан ряд приборов на их основе. Успехи, достигнутые в создании высокоэффективных ПТЭ, несомненно, приведут к их широкому распространению в ЛА, что в свою очередь потребует дальнейшего развития физических и технологических исследований, расширения спектра конструкторских разработок [9].

## Заключение

Исходя из анализа представленных материалов, можно сделать вывод о перспективности практического применения термоэлектрических модулей в качестве основных элементов комбинированных систем охлаждения и термостабилизации теплонагруженных элементов радиоэлектронного оборудования.

Современные мобильные системы бортового электроснабжения ЛА позволяют обеспечить внутренних потребителей необходимым электропитанием, однако все современные генераторы обладают рядом очевидных недостатков, связанных, прежде всего, с низкой механической надежностью, а также значительными массогабаритными характеристиками. Одним из возможных предложений, способных качественно поменять ситуацию, является использование в качестве бортовых систем электропитания термоэлектрических генераторов,

способных значительно повысить эксплуатационные характеристики и на порядок увеличить надежность всей системы в целом.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Бернштейн А.С.* Термоэлектрические генераторы. — М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. — 47 с.
2. *Поздняков Б.С., Коптелов Е.А.* Термоэлектрическая энергетика. — М.: Атомиздат, 1974. — 264 с.
3. *Епремян А.О., Арутюнян В.М., Ваганян А.И.* Добротность современных полупроводниковых термоэлектрических материалов // Альтернативная энергетика и экология. 2005. № 5 (25). — С. 7–18.
4. *Гольцман Б.М., Кудинов В.А., Смирнов И.А.* Полупроводниковые термоэлектрические материалы на основе теллурида висмута. — М.: Наука, 1972. — 320 с.
5. *Снарский А.А., Сарычев А.К., Безсуднов И.В., Лагарьков А.Н.* Термоэлектрическая добротность объемных наноструктурированных композитов с распределенными параметрами // Физика и техника полупроводников. 2012. Т. 46, вып. 5. — С. 677–683.
6. *Алиев Ф.Ф., Гасанов Г.А.* Влияние самария на термоэлектрическую добротность твердых растворов  $\text{SmxPb}_{1-x}\text{Te}$  // Физика и техника полупроводников. 2012. Т. 46, вып. 3. — С. 313–316.
7. *Прокофьева Л.В., Пиенай-Северин Д.А., Константинов П.П., Шабалдин А.А.* Оптимальный состав твердого раствора  $\text{Bi}_2\text{Te}_3\text{-xSx}$  для n-ветви термогенератора // Физика и техника полупроводников. 2009. Т. 43, вып. 8. — С. 1009–1012.
8. *Christoph Bode, Jens Friedrichs, Ragnar Somdalen, Jurgen Kohler, Kai-Daniel Buchter, Christoph Falter, Ulrich Kling, Pawel Ziolkowski, Knud Zabrocki, Eckhard Muller, Dragan Kozulovic* // 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.
9. *Гольцман Б.М., Дашевский З.М., Кайданов В.И., Коломеец Н.В.* Пленочные термоэлементы: физика и применение. 1985. 232 с.
10. *Шостаковский П.* Термоэлектрические генераторы промышленного применения. Часть 1 // Современная электроника. 2016. Вып. 1. — С. 28–34.

УДК 621.74

*Е.В. Колядов, Е.М. Висик, В.В. Герасимов*

*ФГУП «ВИАМ», г. Москва*

*Viamlab1@mail.ru*

### **АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ КОМПЛЕКСЫ НАПРАВЛЕННОЙ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ЛИТЬЯ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ**

В статье рассмотрены основные параметры направленной кристаллизации, оказывающие решающее влияние на структуру, свойства и дефекты получаемых отливок. Показана макро- и микроструктура отливок при различных параметрах направленной кристаллизации. Предложены перспективы развития технологии литья отливок сложной геометрии, с целью повышения однородности структуры, измельчения структурных составляющих, снижения литейных дефектов. Показаны установки для направленной кристаллизации с компьютерной системой управления

и жидкометаллическим охладителем. Описан принцип построения и работы системы управления установок.

## **Введение**

В последние годы в области материалов для лопаток высокотемпературных газовых турбин авиационных двигателей наиболее существенные достижения связаны с созданием монокристаллических жаропрочных никелевых сплавов. В настоящее время в промышленности для литья рабочих лопаток турбин используются жаропрочные никелевые сплавы типа ЖС (ЖС26, ЖС32, ЖС36). Однако по своим характеристикам жаропрочности и пределу выносливости указанные сплавы не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к материалам лопаток высокотемпературных турбин перспективных авиационных двигателей.

Известно, что к лопаткам из безуглеродистых сплавов, в отличие от углеродсодержащих монокристаллических сплавов, предъявляются повышенные требования по структуре: на отливках лопаток не допускаются границы зерен из-за отсутствия в составе углерода и других зернограницных упрочнителей, не допускаются дефекты типа «струйная ликвация» (freckles), «прострелы», равноосные зерна и другие литейные дефекты.

Поэтому точность поддержания технологических параметров направленной кристаллизации при литье лопаток из безуглеродистых сплавов и повышение скорости охлаждения оказывают решающее влияние в формировании качественной мелкодендритной монокристаллической структуры, с которой связаны высокие механические характеристики материалов.

## **Основная**

Основным путем повышения скорости охлаждения GR отливки при направленной кристаллизации (НК) является повышение градиента температуры  $G$  на фронте кристаллизации и скорости роста  $R$ . Повысить осевой градиент температуры  $G$  возможно изменением температуры горячей и холодной зон, а также хорошим экранированием тепловых зон друг от друга. Однако повышение температуры горячей зоны ограничено работоспособностью керамической формы. Повышение скорости кристаллизации ограничено теплопроводом от кристаллизующейся отливки и ее размером. Поэтому роль тепловых экранов в процессе направленной кристаллизации трудно переоценить. Применение экранов позволяет обеспечить однонаправленный тепловой поток с максимальным осевым градиентом без боковых потерь тепла в окружающее пространство печи. Однако применение тепловых экранов сопряжено с рядом трудностей конструктивного характера. Так, при изменении геометрии, наличии полков, замков и других изменений поперечного сечения деталей трудно обеспечить плотное прилегание экранов к боковым поверхностям формы отливки, что приводит к изменениям соотношения продольной и поперечной составляющих градиента температуры и изменениям в морфологии структурных составляющих сплавов, в частности морфологии осей дендритов первого порядка [1–4]. В промышленной установке УВНК-9А с автоматизированной системой управления процессом НК отсут-

ствуется система управления тепловыми экранами, разделяющими горячую и холодную зоны ППФ.

Разработанная во ФГУП «ВИАМ» система управления (рис. 1) теплоизоляционными экранами специальной конструкции (рис. 2) способна отслеживать изменение геометрии отливки в процессе НК, что позволяет применить управляемые тепловые экраны при НК с жидкометаллическим охлаждением для получения отливок из жаропрочных сплавов с требуемой структурой по всей высоте. Тепловые экраны позволяют значительно снизить радиальную составляющую градиента температуры и повысить осевую составляющую при кристаллизации отливки любой геометрии, что в свою очередь уменьшает прогиб фронта кристаллизации в сторону твердой фазы и снижает количество структурных дефектов (паразитные зерна, полосчатость и т. д.). Дальнейшие исследования влияния условий процесса направленной кристаллизации с переменным управляемым температурным градиентом на фронте роста на особенности структуры новых ренийсодержащих жаропрочных и интерметаллидных сплавов открывают перспективы в улучшении качества, однородности структуры в монокристаллических деталях, в существенном повышении уровня их свойств.

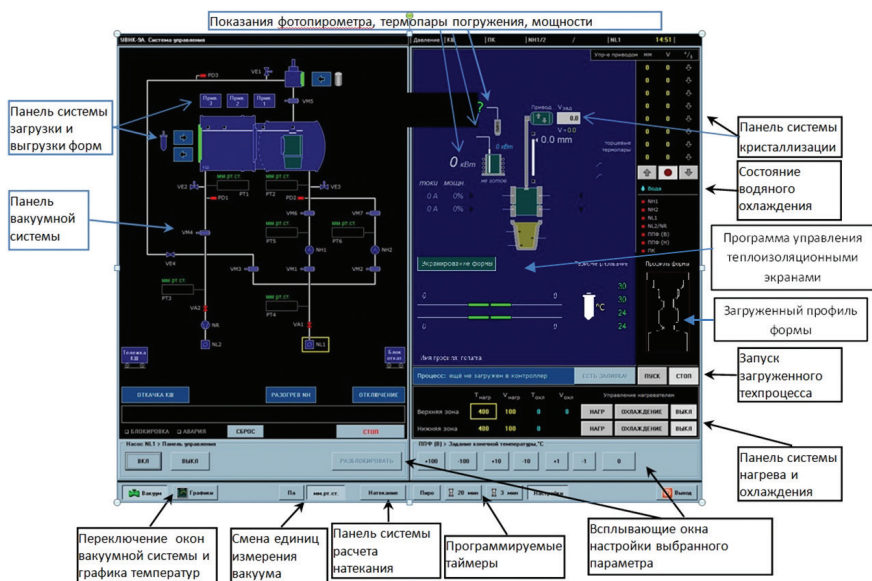


Рис. 1. Мнемосхема установки УВНК-9А

Тепловые экраны состоят из четырех частей, равно расположенных друг напротив друга наборных экранов из углерод-углеродных композиционных и теплоизоляционных материалов. Для хорошего экранирования горячей зоны от холодной и повышения ростового градиента температуры на фронте кристаллизации теплоизоляционная часть наборного экрана плотно прилегает

к поверхности керамической формы. По мере истирания теплоизоляционная часть выдвигается вручную из наборного экрана. Каждая из частей экрана имеет электромеханический привод (линейный шаговый двигатель), обеспечивающий плавное движение со скоростью 120 мм/мин. Позиционирование экранов в пространстве осуществляется за счет использования блоков драйверов, отслеживающих координаты положения экранов. Что позволяет с погрешностью 2–3 мм определять местоположение экранов. Эта погрешность обусловлена небольшой степенью свободы вращающихся элементов приводов теплоизоляционных экранов [8].

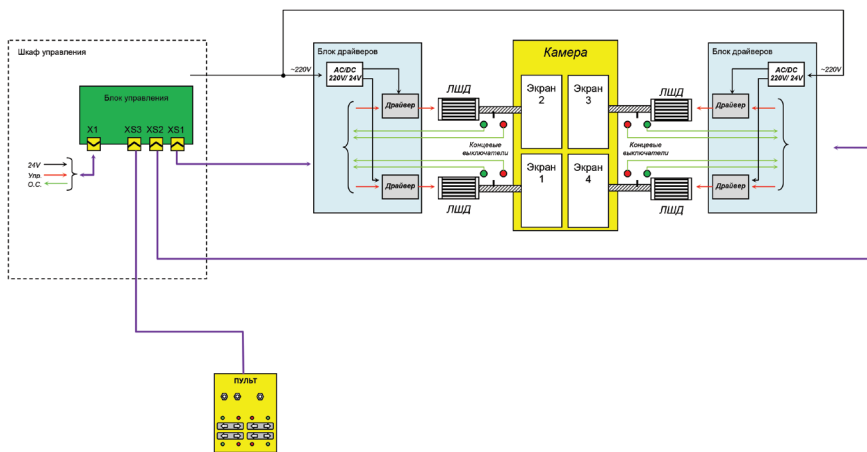


Рис. 2. Функциональная блок-схема системы управления тепловыми экранами

Сравнение микроструктуры двух отливок одинаковой геометрии (рис. 3), полученных на одной и той же установке с применением управляемых и неподвижных тепловых экранов, показало существенную разницу в морфологии осей дендритов. Так, характерная дендритная структура в виде «мальтийских крестов» в поперечном сечении сохраняется во всех сечениях отливки, полученной с применением управляемых тепловых экранов (рис. 3 а). В отливке, полученной с неподвижными экранами, штатно установленными на установках УВНК-9А, в нижнем сечении отливки дендриты, как и положено при однонаправленном теплоотводе, представляют собой оси первого порядка (в виде «мальтийских крестов»), а верхнее и среднее по высоте сечения сформированы дендритными осями второго порядка, как результат искривления фронта кристаллизации сплава отливки из-за тепловых потерь между зонами нагрева и охлаждения (рис. 3 б).

Для объяснения изменения морфологии дендритной структуры в сравниваемых сечениях двух отливок рассмотрим температурно-временные диаграммы обоих плавок (рис. 4). По показаниям термопар, установленных в теле отливки (рис. 3) на расстоянии 50 мм друг от друга, определим величину осевого гради-

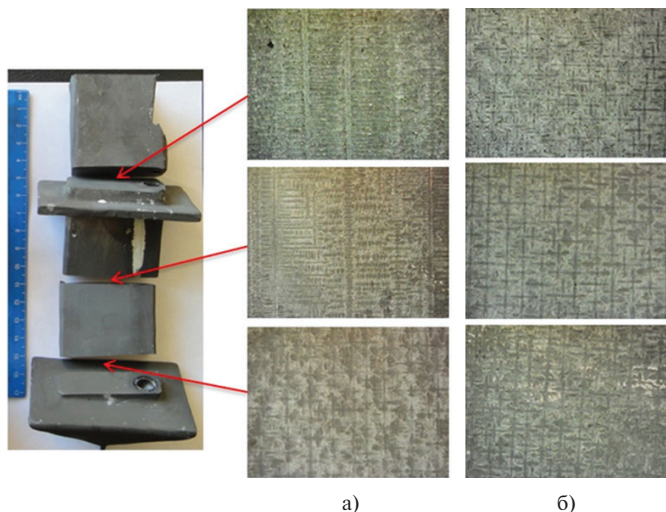


ента температур на фронте кристаллизации, оказывающего решающее влияние на морфологию дендритной структуры.

Расчет температурного градиента осуществляли по формуле:

$$G_1 = \frac{T_2 - T_1}{\Delta L}, \text{ } ^\circ\text{C}/\text{см}$$

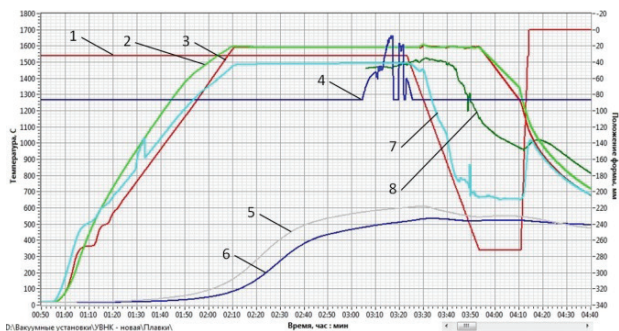
где  $T_1$  — температура первой термопары, равная температуре солидус сплава,  $T_2$  — температура второй термопары в тот же момент времени,  $\Delta L$  — расстояние между спаями термопар.



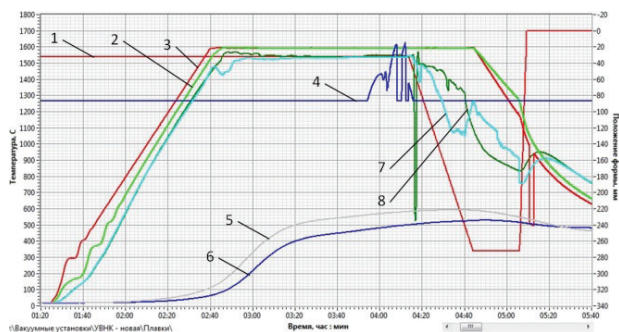
**Рис. 3.** Схема разрезки и микроструктура жаропрочного сплава в соответствующих сечениях отливки, полученной: а) с неподвижными тепловыми экранами, б) с управляемыми тепловыми экранами

Проанализировав графики температурно-скоростных параметров процесса получения отливок, представленных на рисунке 4, получили следующие данные. Осевого градиента температуры на фронте кристаллизации при плавке с неподвижными теплоизоляционными экранами составил  $25^\circ\text{C}/\text{см}$ , а при использовании управляемых тепловых экранов —  $40^\circ\text{C}/\text{см}$ . Полученные значения величин осевых градиентов температур справедливы для данной конструкции и габаритов отливки, так как известно, что величина градиента температуры зависит от приведенного размера отливки [5].

Проведенные исследования структуры получаемых отливок, а также значений градиентов температуры на фронте кристаллизации при НК с жидкометаллическим охлаждением с использованием управляемых тепловых экранов показали возможность получения однородной структуры во всех сечениях отливки сложной геометрии и повышение осевого градиента температуры почти в два раза [5; 6].



а)



б)

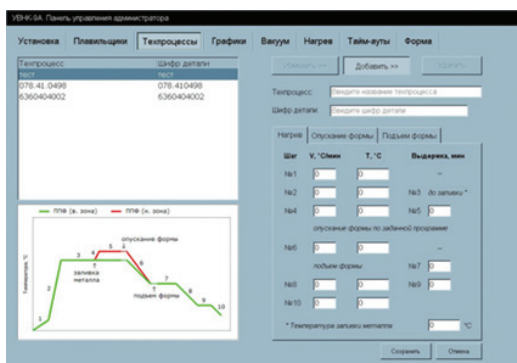
**Рис. 4.** График температурно-скоростных параметров процесса получения условных отливок с двумя полками (а — с управляемыми тепловыми экранами, б — с неподвижными тепловыми экранами), где 1 — величина вертикального перемещения формы, 2 — температура верхнего нагревателя, 3 — температура нижнего нагревателя, 4 — показания радиационного пирометра, 5 — температура алюминия верх, 6 — температура алюминия низ, 7 — температура нижней термопары внутри формы, 8 — температура верхней термопары внутри формы.

Точное поддержание основных параметров в процессе направленной кристаллизации оказывает важное влияние на качество получаемой отливки. Так, отклонение температуры от заданной в технологическом процессе не должно превышать  $5^{\circ}\text{C}$ , отклонение скорости перемещения формы из горячей зоны в холодную —  $\leq 5\%$ , в противном случае возникают различные структурные дефекты (паразитные зерна, фреклы), а структурные составляющие по сечению отливки имеют различный размер.

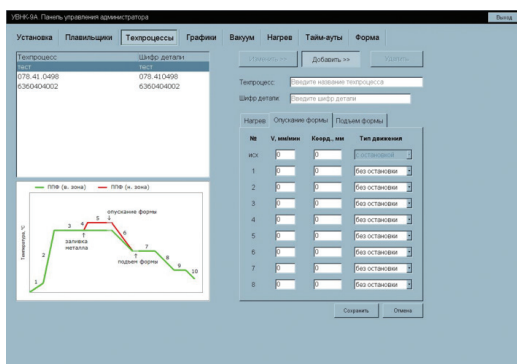
Возрастающие требования к качеству литых монокристаллических лопаток из жаропрочных никелевых и интерметаллидных сплавов потребовали максимального сокращения «человеческого фактора» в технологических процессах. Для этого в технологических процессах специалистами фирмы «МСАУ» совместно с сотрудниками ФГУП «ВИАМ» была доработана система управления

установок, мнемосхема которой представлена на рисунке 1, для ведения всего технологического процесса получения отливок в автоматическом режиме, для чего система управления была разделена на окно оператора и окно технолога [7].

В окне технолога задаются все температурно-временные параметры технологического процесса для определенной отливки и сохраняются под шифром детали. Программа нагрева (рис. 5 а) печи подогрева форм разбита на 10 участков, для которых задаются температуры и скорости нагрева и охлаждения, а также необходимые выдержки на определенных участках (например, выдержка после заливки металла в форму или при термостатировании). Программа кристаллизации (рис. 5 б) так же разбита на 10 участков, в которых задаются необходимые интервалы и скорости кристаллизации в зависимости от геометрии отливки, а так же уровень опускания каретки с формами под заливку. После задания всех параметров технологического процесса на определенную отливку они сохраняются в файл. На каждый тип отливки сохраняется отдельный файл под заданным шифром.



а)



б)

**Рис. 5.** Окно технолога: а) задание участков нагрева, б) задание программы кристаллизации

В окне оператора, мнемосхема которого показана на рисунке 1, плавильщик-оператор выбирает шифр детали, соответствующий сменному заданию, и запускает техпроцесс кнопкой «пуск». Система управления в автоматическом режиме загрузит формы через технологический затвор, закроет дверь ППФ и опустит формы в положение «под заливку», создаст вакуум, включит нагрев. Плавильщику необходимо после выхода температуры печи подогрева форм (ППФ) на технологический режим включить индукционную печь, расплавить мерную шихтовую заготовку и при заданной температуре залить расплавленный металл в форму. После этого на управляющем компьютере подтвердить заливку металла, и программа продолжит выполнение технологического процесса (протяжка форм в жидкометаллический охладитель с заданными скоростями, охлаждение, выключение нагревателей, подъем формы и т. д.).

Система управления позволяет в любой момент времени перейти на ручной режим для внесения корректировок технологического процесса либо устранения внештатной ситуации.

## Заключение

Ведение в автоматическом режиме процесса направленной кристаллизации отливок из жаропрочных никелевых сплавов с дополнительно автоматизированными тепловыми экранами, обеспечивающие управляемый температурный градиент на фронте роста, позволит повысить качество получаемых отливок, выход годного и снизить влияние «человеческого фактора» при получении деталей ГТД ответственного назначения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Каблов Е.Н., Толорайя В.Н., Демонис И.М., Орехов Н.Г. Направленная кристаллизация жаропрочных никелевых сплавов // Технология легких сплавов. — 2007. № 2. — С. 60–70.
2. 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. 36–51.
3. Каблов Е.Н., Герасимов В.В., Висик Е.М., Демонис И.М. Роль направленной кристаллизации в ресурсосберегающей технологии производства деталей ГТД // Труды ВИАМ. — 2013. № 3. Ст. 01 (viam-works.ru).
4. 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.
5. Колядов Е.В., Герасимов В.В. Влияние приведенного размера отливки на осевой градиент температуры и макроструктуру отливок при направленной кристаллизации на установке УВНК-15 // Авиационные материалы и технологии. — 2014. № 3. — С. 3–9.
6. Колядов Е.В., Герасимов В.В., Висик Е.М. Влияние осевого и радиального градиентов температуры на фронте кристаллизации на макро- и микроструктуру сплава ЖС32 // Литейное производство. — 2014. № 6. — С. 28–31.
7. Каблов Е.Н., Спиваков Д.Д., Гриц В.В., Демонис И.М., Герасимов В.В. Компьютерная система управления технологическими процессами выплавки сплавов и литья монокристаллических лопаток ГТД // Авиационные материалы и технологии. Вып. «Вы-

сокорениевые жаропрочные сплавы, технология и оборудование для производства сплавов и литья монокристаллических турбинных лопаток». — М.: ВИАМ, 2004. — С. 132–137.

8. Колядов Е.В., Герасимов В.В., Висик Е.М., Межин Ю.А. Литье методом направленной кристаллизации с управляемым градиентом температуры на фронте кристаллизации // Литейное производство. — 2016. № 8. — С. 24–26.

УДК 621.763+621.74.04

*Д.И. Сухов, С.В. Неруш, П.Б. Мазалов, Н.А. Ходырев, И.А. Богачев*  
ФГУП «ВИАМ», Россия  
*viam.lab6@mail.ru*

## **ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СЕЛЕКТИВНОГО ЛАЗЕРНОГО СПЛАВЛЕНИЯ НА СТРУКТУРУ И СВОЙСТВА КОРРОЗИОННОСТОЙКОЙ СТАЛИ**

Данная статья посвящена исследованию процесса получения материала новой разрабатываемой коррозионностойкой стали методом селективного лазерного сплавления (СЛС). Этот метод является основным в аддитивных технологиях для получения изделий из металла. В статье рассмотрено влияние основных параметров процесса на микроструктуру сталей, показано, что в синтезированном материале не образуется трещин, объяснено влияние основных параметров на пористость синтезированного материала. Проанализированы пути снижения пористости материала коррозионностойкой стали, получены положительные результаты в этом направлении. Приведена микроструктура синтезированного материала, показаны основные ее отличия от структуры литого материала стали аналогичного химического состава. Приведены свойства синтезированного материала разрабатываемой коррозионностойкой стали.

### **Вводная часть**

Аддитивные технологии (АТ), или технологии послойного синтеза, в настоящее время являются одними из наиболее развивающихся перспективных производственных процессов [1]. Это новое поколение технологий, которое обычно противопоставляют традиционным технологиям в плане подхода к изготовлению изделий — это технологии «сложения», т. е. послойного выращивания изделий, в противовес традиционным технологиям «вычитания», т. е. удаления лишнего материала (например, механической обработки). Аддитивные технологии объединяет использование цифрового проектирования (САПР) для создания компьютерной модели будущей детали и получение самого изделия путем послойного добавления материала на специальном оборудовании различными методами.

На данный момент является доказанным тот факт, что аддитивные технологии позволяют как сократить сроки изготовления продукта, так и повысить

коэффициент использования материала (КИМ) при его изготовлении. Изготовление изделия аддитивными технологиями может начаться сразу после его проектирования, минуя операции создания и подготовки оснастки, литейных форм, штампов и пр. Так как изготовление производится напрямую через САПР-файл, то любые изменения конструкции детали могут вноситься непосредственно в электронную модель, и деталь с этими изменениями может быть получена в кратчайшие сроки. Для традиционных технологий изготовления деталей сложной формы КИМ обычно невысок и составляет порядка 0,3–0,4, в то время как применение аддитивных технологий позволяет поднять его вплоть до значений, близких к 1 [2].

Для получения деталей особо сложной формы наиболее перспективной считается технология селективного лазерного сплавления (далее СЛС) [3; 4]. Она позволяет получать такие детали с высокими показателями по геометрии изделия с минимально необходимой финишной обработкой.

В настоящее время одним из главных направлений в аддитивных технологиях (АТ) является разработка новых сплавов для конкретного метода их производства. Поскольку основным методом АТ для производства деталей из металла является селективное лазерное сплавление (СЛС), то большинство сплавов разрабатывается именно для него [5]. Но таких сплавов немного, так как разработка сплава для изготовления промышленных деталей сопряжена с рядом трудностей, таких как проблема сертификации, обоснование выбора установки от определенного производителя и др. Дело в том, что СЛС установки от разных производителей имеют существенные отличия, в частности, в типах штриховки. И разница в установках имеет тенденцию сохраняться или даже увеличиваться, особенно с выходом на рынок многолазерных установок нового поколения.

В ряде статей зарубежных ученых [6–8] рассматриваются различные параметры процесса СЛС и их влияние на структуру синтезированного материала. В данной статье будет рассмотрено их комплексное влияние на структуру и свойства новой разрабатываемой коррозионностойкой стали.

## **Методика**

В качестве материала для исследования выбрали новую разрабатываемую коррозионностойкую сталь, один из возможных вариантов ее состава, 10X12H5M5. Из заготовок стали получали порошок методом атомизации (распыления расплава потока аргона) на установке HERMIGA 10/100 VI, оснащенной вакуумным индукционным плавильным блоком с донным сливом. Гранулометрический состав порошка — 10–63 мкм. Рассев порошка осуществляли в промышленном виброгрохоте ConceptLaser QM Powder. Также проводили отделение тонкой (менее 10 мкм) фракции на газодинамическом сепараторе (классификаторе) установки HERMIGA 10/100 VI.

Процесс селективного лазерного сплавления порошка проводили в установке ConceptLaser M2 Cusing (Германия, внешний вид приведен на рисунке 1). Сплавление порошка проводили в среде азота (вырабатываемого штатным генератором N2 Midigas 2 фирмы ConceptLaser) и аргона (высший сорт, ГОСТ 10157-79) при одинаковых параметрах синтеза.

Газостатическую обработку (ГИП) проводили в газостате «Квинтус-16» фирмы ASEA, Швеция, оборудованном молибденовым нагревателем.

Микроструктурный анализ проводили на растровом электронном микроскопе HitachiSU8010 и на оптическом металлографическом комплексе Olimpus-GX51. Испытания механических свойств проводили по стандартным методикам.



**Рис. 1.** Установка селективного лазерного сплавления металлических порошков ConceptLaser M2 Cusing

Для анализа были выбраны три основных параметра процесса СЛС: мощность лазера  $P$ , скорость сканирования  $V$  и интервал сканирования  $A_1$ . Эти параметры напрямую влияют на качество получаемого синтезированного материала. Другим немаловажным показателем, косвенно влияющим на синтезированный материал, служит объемная плотность энергии, формула расчета которой приведена ниже:

$$E = \frac{P}{V \cdot A_1 \cdot h_c} \text{ Вт/мм}^3. \quad (1)$$

В формулу также входит параметр толщины слоя порошка  $h_c$ , который в данной работе был установлен постоянным — 33 мкм. Для каждого режима был рассчитана плотность энергии для оценки ее влияния на структуру получаемого материала.

### **Анализ полученных результатов**

Была разработана первая сетка параметров, по которой изготовлены образцы для исследования в количестве двух экземпляров — для исследования микроструктуры в синтезированном состоянии и после ГИП. Образцы на платформе представлены на рисунке 2.

По результатам исследования микроструктуры трещин в синтезированном материале не было обнаружено. Во всех образцах обнаружены поры разной природы — газовые сферические поры, причиной которых является захватывание газа ванной расплава при избыточном переплаве, и непроплавленные участки, причиной которых является недостаток энергии для их сплавления. Причем непроплавленные участки могут иметь вид как просто несплошностей структуры (причина — недостаток мощности лазера), так и неправильных структурных об-

разований (причина — слишком большая скорость сканирования) (рис. 3). Последние образуются из-за так называемого balling effect, механизм которого реализуется согласно конфекции (эффекту) Марангони. Применительно к методу СЛС balling effect заключается в том, что из-за слишком большой скорости сканирования ванна расплава становится нестабильной, и в процессе сплавления происходит разрыв поверхности пленки расплава с образованием сферических или близких к ним по форме частиц (balls).

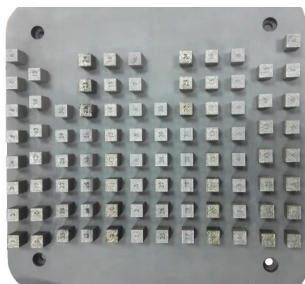


Рис. 2. Образцы из коррозионностойкой стали на платформе построения

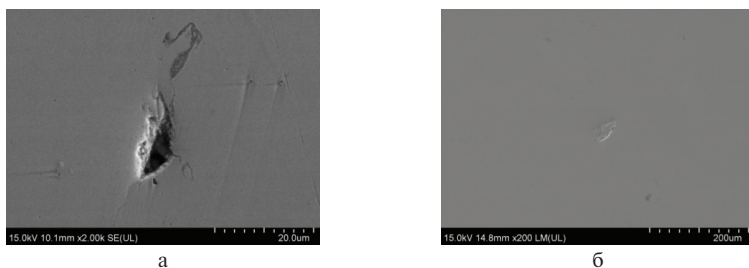


Рис. 3. Виды непроплавленных участков:  
а — несплошность структуры, б — результат balling effect

При анализе структуры пор выявлено, что в структуре материала стали газовые поры встречаются очень редко, их количество незначительно. Основной тип пор — несплошности структуры. Это указывает на необходимость определения оптимального режима, обеспечивающего достаточную тепловую энергию для полного проплавления материала. Здесь основным индикатором служит объемная плотность энергии, так как она учитывает отношение всех основных параметров. Необходимо было определить интервал ее значений, в котором варьирование основных параметров не приведет к переплаву материала образцов или к образованию несплошностей структуры. Для данного материала стали этот интервал составил  $E = 68 \div 80$  Дж/мм<sup>3</sup>.

Переплав не является дефектом структуры материала, но ведет к изменению геометрии образца и потере его формы. Пример поверхности переплавленного образца приведен на рисунке 4.



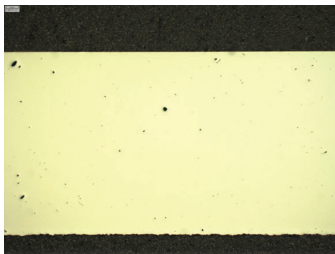


Рис. 4. Поверхность переплавленного образца

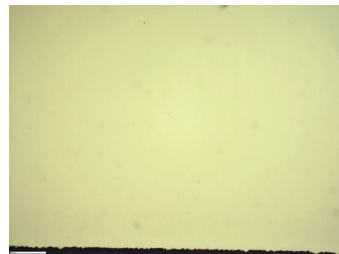
Касательно варьирования основных параметров, то увеличение скорости сканирования при прочих остальных постоянных параметрах ведет к увеличению пор в материале. Причем это происходит за счет реализации сразу двух вышеуказанных механизмов образования непроплавленных участков. Если же одновременно со скоростью повышать мощность, как было сделано для ряда образцов, то даже при сохранении плотности энергии внутри необходимого интервала возможно повышение количества пор в образце. Это объясняется тем, что для каждой скорости сканирования необходимо определять свою мощность лазера, и разброс для определения этой мощности растет с увеличением скорости. Поэтому на низких скоростях легко получить хорошие результаты по пористости, но в целях повышения производительности необходимо идти по пути повышения скорости сканирования и мощности лазера.

Эти выводы подтверждаются полученными результатами: для скорости 800 мм/с наилучшие результаты были получены при мощности 180 Вт, для скорости 1000 мм/с — 195 Вт. В первом случае пористость составила 0,09%, во втором — 0,1%.

Дополнительно было проанализировано влияние ГИП на пористость материала. Вторая часть образцов была подвергнута этой операции постобработки с целью определения максимального диаметра пор, которые могут быть залечены. Он составил 80 мкм. Для примера на рисунке 5 приведены фотографии микроструктуры до и после ГИП (а, б соответственно). В синтезированном материале пористость составляла 0,16% (средний размер пор 20,6 мкм), после ГИП — пор не обнаружено.



а



б

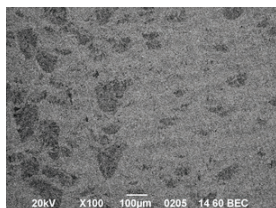
Рис. 5. Микроструктура синтезированного материала до и после ГИП, СМ,  $\times 12,5$

Для сравнения с синтезированным материалом была проанализирована структура материала аналогичного химического состава в литом состоянии. Она приведена на рисунке 6. Структура изотропна, представляет собой мартенсит с остаточным аустенитом и карбидной фазой по границам зерен и по телу зерна.

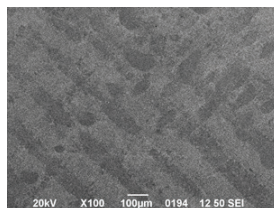
Микроструктура синтезированного материала стали имеет свои особенности. В продольном направлении наблюдаются характерные для процесса СЛС ванны расплава, возникающие при плавлении и последующей быстрой кристаллизации локальных участков в плоскости слоя и вглубь объема материала с перекрытием предыдущих слоев (рис. 6 а). Следы треков лазера на поверхности шлифа наблюдаются в поперечном сечении (рис. 6 б). В структуре присутствуют кристаллические фазы аустенита и мартенсита. При применении термической обработки к синтезированному материалу структура гомогенизируется и различия в структуре в продольном и поперечном сечении нивелируются.



Рис. 5. Микроструктура литого материала коррозионностойкой стали, СМ,  $\times 500$



а



б

Рис. 6. Микроструктура синтезированного материала стали, РЭМ:  
а — продольное сечение; б — поперечное сечение

В таблице 1 приведены свойства синтезированного материала стали. Они находятся на высоком уровне для сталей такого класса.

Таблица 1

| Температура испытания, $^{\circ}\text{C}$ | Механические свойства     |                      |              |      |                |                 |
|---|---------------------------|----------------------|--------------|------|----------------|-----------------|
|   | $\sigma_{\text{в}}$ , МПа | $\sigma_{0,2}$ , МПа | $\delta$ , % | HRC  | КСУ Дж/см $^2$ | КСV, Дж/см $^2$ |
| 20  | 1245                      | 850                  | 21,5         | 37,5 | 114,4          | 90,4            |
| 500                                       | 1000                      | 845                  | 15,0         | 37,6 | 41,1           | 27,1            |

## Выводы

1. Проанализирована структура синтезированного материала коррозионно-стойкой стали, показаны основные дефекты, выявлена причина их появления. Они делятся на два типа: газовые сферические поры и непроплавленные участки. Причем последние могут быть как несплошностями структуры, так и неправильными структурными образованиями.
2. Для снижения количества дефектов в структуре предлагается при отработке режимов СЛС находить определенный интервал объемной плотности энергии и варьирование параметров проводить с учетом его значений. Более легким способом получения положительного результата является снижение скорости сканирования, более прогрессивным — ее повышение, но это увеличивает количество итераций для нахождения оптимума. Применение операции ГИП позволяет залечивать поры с размером 80 мкм и менее.
3. Микроструктура синтезированного материала представляет собой характерные для процесса СЛС ванны расплава, возникающие при плавлении и последующей быстрой кристаллизации локальных участков в плоскости слоя и вглубь объема материала с перекрытием предыдущих слоев, а в поперечном сечении наблюдаются следы треков лазера.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ВИАМ [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL: <http://viam.ru/news/1826> (дата обращения: 27.10.2016).
2. Каблов Е.Н. Что такое инновации // Наука и жизнь. — 2011. № 11. — С. 16–21.
3. Зленко М., Попович А.А., Мутылина И.Н. Аддитивные технологии в машиностроении. — СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2013. — 222 с.
4. Wohlers Report 2014. Wohlers Associates, 2014.
5. Gu H., Gong H., Pal D., Rafi K., Starr T., Stucker B. Influences of Energy Density on Porosity and Microstructure of Selective Laser Melted 17–4PH Stainless Steel. Proceedings of Solid Freeform Fabrication Symposium, 2013, pp. 474–479.
6. Thijs L., Verhaeghe F., Craeghs T., Humbeek J.V., Kruth J.P. A study of the microstructural evolution during selective laser melting of Ti-6Al-4V. Acta Materialia, 2010, 58, pp. 3303–3312.
7. Li R., Liu J., Shi Y., Wang L. & Jiang W. Balling behavior of stainless steel and nickel powder during selective laser melting process. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 59 (9–12), pp. 1025–1035.
8. Kempen K., Thijs L., Van Humbeek J., Kruth J.-P. Processing AlSi10Mg by selective laser melting: parameter optimization and material characterization. Materials Science and Technology, 2015, Vol. 31, № 8, pp. 917–923.

УДК 65.011.56

*А.Ф. Харисов<sup>1</sup>, Н.А. Лебедева<sup>1,2</sup>*

<sup>1</sup> АО «Научно-производственное предприятие “Темп” им. Ф. Короткова»,

г. Москва, Россия

<sup>2</sup> МИЭМ НИУ ВШЭ, г. Москва, Россия

## **ТЕХНОЛОГИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ФОРМИРОВАНИЯ АЛГОРИТМОВ ДЛЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ОБ ОТКАЗАХ В ЛА**

В настоящей статье обобщенно описывается созданная на предприятии технология автоматизированного формирования алгоритмов для централизованного принятия решений об отказах в ЛА. Технология реализована в программном комплексе, позволяющем как генерировать сами алгоритмы, так и тестировать их корректность, а также передавать созданные алгоритмы в виде настроечного файла для среды исполнения БСТО. Проведен анализ существующих подходов к формированию подобных алгоритмов. Приводится пример использования описанной технологии.

*Ключевые слова:* автоматизация, локализация отказов, логические выражения, бортовая система технического обслуживания (БСТО), летательный аппарат, встроенные системы контроля (ВСК), конструктивно-сменные единицы (КСЕ).

### **Введение**

В современном самолетостроении для быстрой и безошибочной ликвидации последствий отказов сложных систем необходимы алгоритмы, способные централизованно принимать решение об отказах. Разработка таких алгоритмов, как правило, трудозатратна и требует внимания множества специалистов высокого уровня подготовки.

Целью настоящего исследования является создание технологии автоматизированного формирования алгоритмов для централизованного принятия решений об отказах в сложных системах. К таким системам относятся авиационные двигатели, однако технология разрабатывается для летательных аппаратов (ЛА) в целом.

Задачи, выносимые на исследование:

- автоматическая генерация алгоритмов для выявления локализованных отказов [1] в системе на основе унифицированной формы описания системы;
- сгенерированные алгоритмы должны автоматически учитывать время формирования и передачи признаков отказа при принятии решения об отказе;
- автоматическая генерация набора тестов для проверки корректности сформированных алгоритмов.

### **Анализ существующих подходов**

Диагностика отказов производится при помощи встроенных систем контроля — ВСК, каждая из которых достоверно сообщает об отказах той или иной

составной части летательного аппарата (ЛА) и за каждой из которых может стоять свой разработчик. Поскольку отказы систем, о которых сообщают ВСК, могут коррелировать друг между другом, фактически необходимо либо внутри каждого ВСК анализировать все отказы ЛА, что весьма затруднительно, либо собирать отказы от всех ВСК в одно устройство, которое уже занималось бы анализом корреляции отказов, поступающих от разных ВСК.

Информацию об отказах со всех ВСК собирает бортовая система технического обслуживания (БСТО). В ней алгоритмы для анализа корреляции отказов систем с разными ВСК на данный момент либо не прописаны вовсе (отказы от ВСК считаются совершенно достоверными), либо пишутся вручную.

Общая концепция и специальные рекомендации по проектированию БСТО приведены в документах ARINC 624 [2] и ADB0200 [3]. Что касается отечественных источников, на данный момент в русскоязычной литературе нет стандартов, в которых широко и подробно освещались бы особенности проектирования БСТО.

Основой для предлагаемой технологии автоматической генерации алгоритмов является составление логических выражений для локализации отказов.

На данный момент существует множество подходов к локализации отказов. Наиболее приближенными к предлагаемому методу являются:

- *модели на основе Байесовской сети* и модельно-ориентированное проектирование системы, которые позволяют оценить вероятность нахождения системы в том или ином состоянии. Подход активно развивается в научно-исследовательском институте RIACS (Research Institute for Advanced Computer Science) [4–8];
- *модели, использующие вектор истинности* для булевой функции, т. е. составляющие таблицу (матрицу), которая отображает отношения между диагностированными сигналами об отказах и действительными отказами. Подход используется при диагностике двигателей в ЦИАМ [9, с. 192]. Также следует отметить программное обеспечение TEAMS-RT [10], действующее на данном принципе. Оно создано компанией Qualtech Systems, Inc.

Все перечисленные подходы требуют детального описания принципов работы и взаимодействия КСЕ, а также не являются автоматизированными.

В этом году на конференции по Ansys Scade была представлена продукция немецкой фирмы Medini, позволяющая оценивать функциональную безотказность сложных систем на основе функциональных схем из пакета Scade Architect и библиотеки по параметрам надежности электронных компонент. Однако генерация дерева отказов в данном продукте не является автоматической.

Среди методов анализа сложных систем, формально подходящих к описанию структуры объекта, следует отметить логико-вероятностный метод, который подробно описан в работах [11], [12] и монографии [13] и развивается в СПИИРАН. На основе проведенных исследований создан программный комплекс автоматизированного структурно-логического моделирования и расчета надежности и безопасности систем «Арбитр». Но обозначенный продукт предназначен в основном для оценки параметров надежности сложных систем.

## Обобщенное описание технологии

Разработанная технология автоматизированного построения алгоритмов для централизованного принятия решений об отказах основывается на разделении ответственности между всеми разработчиками ВСК. Каждый из них описывает свою часть системы в унифицированной форме, затем при помощи системного интегратора данные о подсистемах связываются. Дополнительно системный интегратор осуществляет верификацию полноты предоставляемых данных.

Унифицированная форма для описания систем включает в себя:

- структурную схему системы с выделением конструктивно-сменных единиц (КСЕ) и каналов связи между ними;
- определение признаков отказа, потоков для их передачи, времени задержки и удержания признаков;
- задание для обнаруженных отказов [1], диагностируемых КСЕ, и соответствующих признаков отказа.

Автоматическая генерация алгоритмов для локализации отказов стала возможна за счет введения понятий аппаратного и функционального отказа. Под аппаратным отказом подразумевается фактический отказ КСЕ, требующий ее замены при техническом обслуживании, функциональным отказом был назван диагностированный отказ КСЕ, в том числе за счет анализа отказов, связанных КСЕ.

Функциональный отказ элемента структурной схемы напрямую зависит только от обнаруженных отказов, напрямую связанных с ним КСЕ. К примеру, на рисунке 1 функциональные отказы можно расписать через следующие логические выражения (предполагая, что отказ блока питания БП не диагностируется):

$$\left\{ \begin{array}{l} O_{БП} = O_{КСЕ1} \text{ И } O_{КСЕ2}; \\ O_{БП}^{\phi} = O_{БП}; \\ O_{КСЕ1}^{\phi} = O_{КСЕ1} \text{ ИЛИ } O_{БП}^{\phi}; \\ O_{КСЕ2}^{\phi} = O_{КСЕ2} \text{ ИЛИ } O_{БП}^{\phi}; \\ O_{КСЕ3}^{\phi} = O_{КСЕ3} \text{ ИЛИ } O_{КСЕ1}^{\phi}; \\ \dots \end{array} \right. \quad \backslash * \text{ MERGEFORMAT (1)}$$

где  $O_{БП}, O_{КСЕ1}, \dots$  — отказы БП и КСЕ, обнаруженные напрямую по признакам от ВСК;

$O_{БП}^{\phi}, O_{КСЕ1}^{\phi}, \dots$  — функциональные отказы.

Такое рассмотрение вопроса позволяет автоматически генерировать направленный граф для выражений по функциональным отказам.

Аналогично аппаратный отказ элемента зависит только от функциональных или обнаруженных отказов, связанных с ним КСЕ, что позволяет автоматически генерировать направленный граф для выражений уже по аппаратным отказам. К примеру, для схемы на рисунке 1:

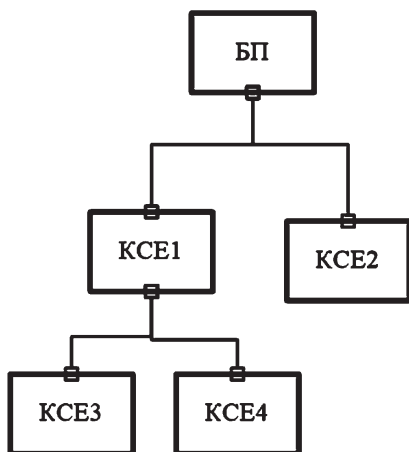


Рис. 1. Структурная схема

$$\left\{ \begin{array}{l} O_{БП}^{app} = O_{БП}; \\ O_{КСЕ1}^{app} = O_{КСЕ1} \&!O_{БП}^{\phi}; \\ O_{КСЕ2}^{app} = O_{КСЕ2} \&!O_{БП}^{\phi}; \\ O_{КСЕ3}^{app} = O_{КСЕ3} \&!O_{КСЕ1}^{\phi}; \\ \dots \end{array} \right. \quad \backslash * \text{MERGEFORMAT (2)}$$

где  $O_{БП}^{app}$ ,  $O_{КСЕ1}^{app}$ , ... — аппаратные отказы.

Полученные таким образом выражения позволяют в два прохода локализовать отказы для самых сложных систем.

Учет времени, необходимого для передачи признаков отказов в БСТО, осуществляется за счет задержки формирования аппаратных отказов. Сама задержка реализуется через интегрирование аппаратного отказа по времени, величина задержки определяется по максимальному интервалу передачи ото всех признаков, участвующих в выражении по определению отказа, плюс время для формирования отказа. Аналогично учитывается время удержания признаков.

При анализе сгенерированных логических выражений можно автоматически выделить список признаков, при которых происходит тот или иной отказ. Запись этого списка в виде циклограмм с учетом времени формирования признаков порождает набор тестов, призванных проверить корректность алгоритмов.

Для реализации и проверки технологии разработан программный комплекс, в состав которого входят:

- среда разработки;
- кодогенератор;

- среда тестирования;
- среда исполнения.

Среда разработки позволяет в унифицированной форме описывать систему, а также при помощи кодогенератора создавать алгоритмы для централизованного принятия решений об отказах. В среду разработки встроена среда тестирования, необходимая для оперативной проверки, доработки и модификации алгоритмов. Созданные при помощи кодогенератора алгоритмы в виде надстроечного файла подгружаются в среду исполнения. Среда исполнения с настроечным файлом прошивается непосредственно в БСТО для диагностики состояния реальной системы.

## Пример использования

Рассмотрим использование разработанной технологии на примере. Для описания системы с рисунка 1 была использована среда разработки БСТО. Само описание можно произвести в виде структурной схемы (рис. 2) или при помощи специально разработанного языка программирования (рис. 3). Данные, вводимые и тем, и другим способом, синхронизируются между собой.

По сформированному описанию можно при помощи кодогенератора создать алгоритмы для локализации отказов в системе. Алгоритмы визуализируются в виде орграфа распространения отказов в среде разработки (рис. 4). Имеется возможность сгенерировать набор тестов или создать собственную циклограмму в среде тестирования (рис. 5).

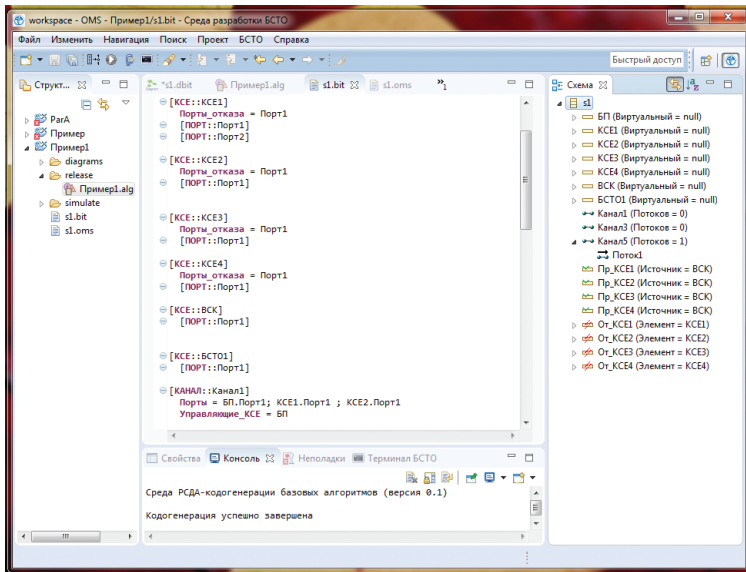


Рис. 2. Среда разработки БСТО, унифицированное описание системы при помощи структурных схем



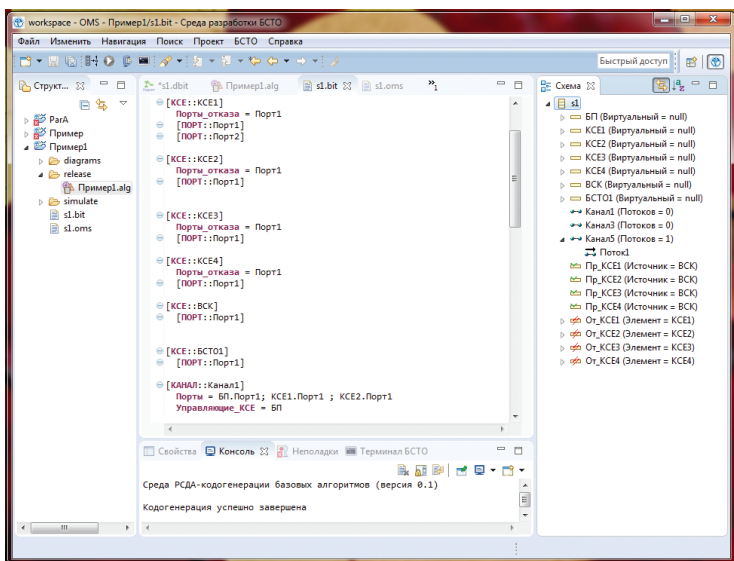


Рис. 3. Среда разработки БСТО, унифицированное описание системы на разработанном языке программирования

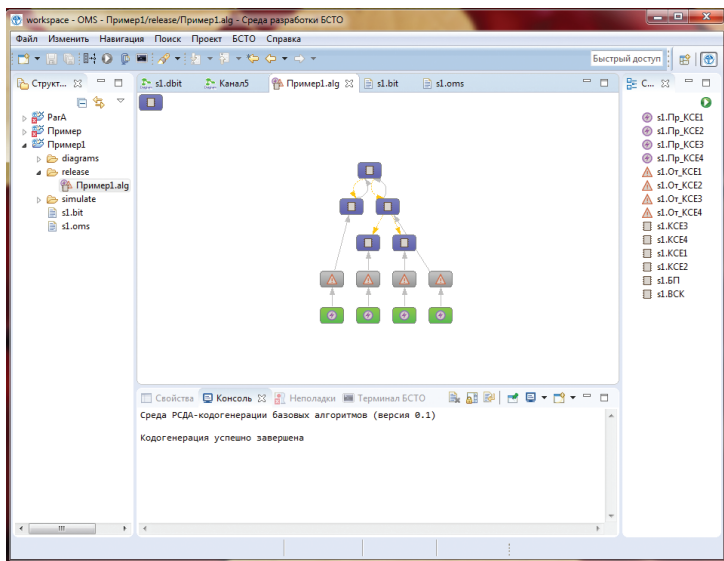


Рис. 4. Орграф распространения отказов, среда разработки

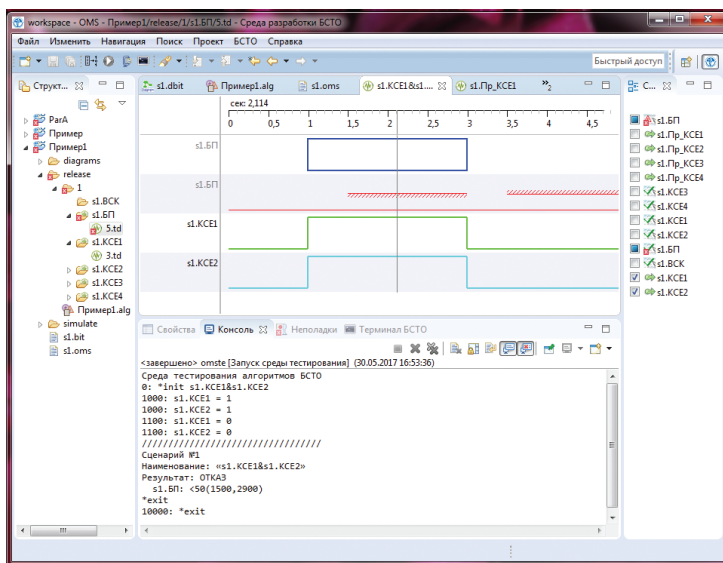


Рис. 5. Среда тестирования, формирование циклограмм

## Заключение

Разработана технология автоматизированного формирования алгоритмов для централизованного принятия решений об отказах в ЛА. Технология позволяет автоматически генерировать алгоритмы для выявления локализованных отказов с учетом времени формирования и передачи признаков отказов на основе унифицированной формы описания системы, а также автоматически создавать набор тестов для проверки корректности алгоритмов.

Для реализации и проверки технологии был создан программный комплекс, позволяющий сократить время разработки БСТО и уменьшить количество ошибок при его проектировании, что в дальнейшем может положительно сказаться при ликвидации последствий отказов на ЛА.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 18675-2012. Документация эксплуатационная и ремонтная на авиационную технику и покупные изделия для нее.
2. Airlines electronic engineering committee (AEEC), Design guidance for onboard maintenance system (OMS) — ARINC characteristic 624-1, 1993, ARINC Inc.
3. Requirements and Guidelines for the Systems Designer, ABD0200.1.4, 2002, Airbus.
4. Schumann J., Mengshoel O.J., Mbaya T. Integrated Software and Sensor Health Management for Small Spacecraft, Proc. Space Mission Challenges for Information Technology (SMC-IT), Palo Alto, CA, August 2011.
5. Choi A., Zheng L., Darwiche A. and Mengshoel O.J. A Tutorial on Bayesian Networks for System Health Management, Chapman & Hall/CRC Data Mining and Knowledge Discovery Series, 2011.

6. *Schumann J., Mengshoel O.J., Srivastava A. and Darwiche A.* Towards Software Health Management with Bayesian Networks, In Proc. 2010 FSE/SDP Workshop on the Future of Software Engineering Research, Santa Fe, NM, November 2010.
7. *Ricks B.W. and Mengshoel O.J.* Diagnosing Intermittent and Persistent Faults Using Static Bayesian Networks, In Proc. 21st International Workshop on Principles of Diagnosis (DX-10), Portland, OR, October 2010.
8. *Mengshoel O.J.* Understanding the role of noise in stochastic local search: Analysis and experiments, *Artificial Intelligence*, Volume 172, Issue 8–9. Pages 955–990, 2008.
9. *Егоров И.В., Карасев В.А., Скибин В.А.* Информационные технологии в диагностике технического состояния ГТД / под. ред. И.В. Егорова. — М.: ТОРУС ПРЕСС, 2011. — 368 с.: ил.
10. *Cavanaugh Kevin.* An Integrated Diagnostics Virtual Test Bench for Life Cycle Support. Qualtech Systems, Inc. 2001.
11. *Рябинин И.А.* Вероятностная логика и логико-вероятностное исчисление // Труды международной научной школы «Моделирование и анализ безопасности и риска в сложных системах». МАБР-2002. — С. 23–27.
12. *Мусаев А.А., Гладкова И.А.* Современное состояние и направления развития общего логико-вероятностного метода анализа систем. Труды СПИИРАН. 2010. Вып. 1 (12). 2010.
13. *Рябинин И.А.* Надежность и безопасность структурно-сложных систем. — СПб.: Политехника, 2000. — 248 с.: ил.

*В.И. Лукин, А.Н. Афанасьев-Ходыкин, И.А. Галушка,  
Ю.Н. Журенков, П.Я. Ёлкин  
ФГУП «ВИАМ», г. Москва*

## **ИЗГОТОВЛЕНИЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГТД КОНСТРУКЦИИ ТИПА «БЛИСК» МЕТОДОМ ПАЙКИ**

В статье представлены результаты работ по изготовлению рабочего колеса ГТД методом высокотемпературной пайки никелевых жаропрочных сплавов в разноименном сочетании применительно к конструкции типа «блиск». Для изготовления конструкции типа «блиск» в качестве материала лопаток предложен интерметаллидный никелевый жаропрочный сплав ВКНА-25, а в качестве материала диска — деформируемый никелевый жаропрочный сплав ЭП975. Выбран припой и разработана технология пайки сплавов ВКНА-25 и ЭП975 применительно к изготовлению конструкции типа «блиск». Совместно с ОАО «Климов» спроектирован и изготовлен опытный образец — демонстратор рабочего колеса ГТД конструкции типа «блиск» применительно к вертолетному двигателю. Проведены динамические испытания образца демонстратора конструкции типа «блиск», подтвердившие работоспособность рабочего колеса ГТД конструкции типа «блиск», изготовленного методом пайки.

*Ключевые слова:* высокотемпературная пайка, конструкция типа «блиск».

### **Введение**

Работа выполнена в рамках реализации комплексного научного направления 10.9: Разработка технологий пайки новых супержаропрочных никелевых

сплавов и истираемого уплотнительного материала и комплексных технологий получения порошковых припоев на основе никеля и титана, лент на органической связке порошков припоев («Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года») [1–2].

В настоящее время в авиации в качестве силовой установки наибольшее распространение получили газотурбинные двигатели. Увеличение характеристик удельной тяги и ресурса двигателя возможно благодаря уменьшению массы двигателя и в первую очередь его подвижных частей [3]. Наиболее перспективным в этом направлении является снижение массы рабочего колеса турбины, работающего на высоких оборотах.

Традиционно для соединения лопаток с диском ротора ГТД применяется механическое разъемное соединение. Разъемные соединения характеризуются высокими контактными напряжениями ввиду наличия соединительных зазоров и деформаций соединяемых элементов в процессе работы изделия. Для развития площади контакта и снижения уровня контактных напряжений применяется замковое соединение типа «елочка». Данный тип соединения обеспечивает минимизацию уровня контактных напряжений, но требует значительного увеличения сечения лопаток и обода диска в месте соединения, что приводит к значительному увеличению массы ротора в целом [4–6]. Также из-за особенностей конструкции соединения необходимо применять специальные стопорные элементы, исключающие перемещение лопатки в осевом (относительно диска) направлении.

Одним из путей решения данной проблемы является замена разъемного механического соединения диска с лопатками на неразъемное, обеспечивающее более равномерное распределение нагрузки в зоне контакта, что позволяет обеспечить требуемый уровень прочности соединения при условии снижении массогабаритных показателей соединительных частей диска и лопаток.

Подобное решение помимо снижения массогабаритных показателей соединительных частей диска и лопаток позволяет снизить массогабаритные показатели ступицы и полотна диска, за счет уменьшения центробежной нагрузки и исключить необходимость применения дополнительных стопорных крепежных элементов лопаток. Все это позволит значительно снизить массу и повысить надежность одного из ключевых элементов ГТД — рабочего колеса ротора. Теоретические исследования показывают, что суммарное снижение массы диска за счет применения неразъемного соединения может достигать 30%.

Для создания современного ГТД, отвечающего всем требованиям по экономичности и долговечности, материалы для изготовления деталей (диска и лопаток) ротора ГТД необходимо выбирать исходя из условий их работы. Рабочие лопатки должны выдерживать длительную работу при температурах до 1150°C и иметь высокое сопротивление ползучести. Наиболее полно этим требованиям отвечают литейные монокристаллические сплавы, например ВКНА-25. Диски колес ГТД работают при относительно невысоких температурах (до 850°C), но должны обладать высокой длительной прочностью и усталостью. Помимо этого, материал диска должен поддаваться обработке давлением для получения крупногабаритных деталей сложной формы. Наиболее полно этим требованиям отвечают жаропрочные деформируемые сплавы, например ЭП975. Комбинирование двух разноименных материалов в конструкции ротора турбины позволит

создать конструкции, работающие в оптимальных для каждого из материалов условиях. Поэтому для реализации технологии изготовления конструкции типа «блиск» необходима разработка технологии получения высокопрочного неразъемного соединения из разноименных никелевых жаропрочных сплавов.

Невозможность получения конструкции типа «блиск» из разноименных жаропрочных сплавов традиционными методами сварки плавлением связана с высокой склонностью никелевых жаропрочных сплавов к образованию горячих трещин из-за высокого содержания в них  $\gamma'$ -фазы. Наиболее перспективными технологиями получения неразъемных соединений никелевых жаропрочных сплавов применительно к соединению лопаток с диском являются: горячее изостатическое прессование (ГИП) порошкового диска совместно с лопатками, линейная сварка трением, диффузионная сварка и диффузионная пайка.

Трудности применения метода ГИП при создании конструкции типа «блиск» связаны с необходимостью проектирования и изготовления сложной, высокоточной, расходомерной оснастки, которая необходима для обеспечения точного расположения лопаток друг относительно друга в процессе компактирования диска [7–8]. Реализация методов сварки в твердой фазе методами линейной сварки трением и диффузионной сварки предусматривает пластическую деформацию соединяемых материалов, что может привести к рекристаллизации и значительному снижению прочности монокристаллических лопаток в месте соединения.

Всех вышеперечисленных недостатков лишен метод диффузионной пайки. При этом применение технологии диффузионной пайки требует наименьшего количества изменений в существующем технологическом процессе изготовления рабочего колеса. При изготовлении ротора ГТД конструкции типа «блиск» методом пайки в диске нарезаются пазы для установки лопаток, тем самым обеспечивается точное позиционирование лопаток друг относительно друга без применения сложной оснастки. В процессе диффузионной пайки не требуется приложения нагрузки, что исключает пластическую деформацию, которая может привести к рекристаллизации материала лопаток.

Для обеспечения высокого уровня прочностных свойств дисковый сплав ЭП975 подвергается специальной ступенчатой термической обработке с максимальной температурой ступени 1190–1220°. Для интерметаллидного сплава ВКНА-25 операция закалки и старения не требуется, однако для выравнивания химического состава рекомендуется проведение гомогенизационного отжига. Однако при превышении температуры рекристаллизации на механически обработанных поверхностях сплава ВКНА-25 могут начаться процессы рекристаллизации. На основе проведенных исследований температура рекристаллизации сплава ВКНА-25 лежит выше температуры 1220°C. Таким образом, для совмещения процесса пайки с термическими обработками сплавов ЭП975 и ВКНА-25 пайка конструкции типа «блиск» из сплавов ЭП975 и ВКНА-25 должна производиться при температурах не выше 1220°C.

Для пайки сплавов ЭП975 и ВКНА-25 были опробованы различные серийные припои (ВПр24, ВПр47, ВПр48) и опытные композиции с температурой пайки не выше 1220°C. Для выбора оптимального припоя была проведена оценка их технологических характеристик на сплавах ЭП975 и ВКНА-25. Результаты исследований представлены в таблице 1.

## Технологические характеристики опробованных припоев на сплавах ЭП975 и ВКНА-25

| Припой  | Угол смачиваемости, ° |         | Эрозия, мкм |         | Ширина паяного шва, свободная от эвтектических включений, мкм |
|---------|-----------------------|---------|-------------|---------|---|
|         | ЭП975                 | ВКНА-25 | ЭП975       | ВКНА-25 |   |
| ВПр24   | 8                     | 10      | 90          | 0       | 0   |
| ВПр47   | 4                     | 5       | 0           | 0       | 90  |
| ВПр48   | 6                     | 8       | 50          | 60      | 50  |
| пл.47-0 | 2                     | 2       | 400         | 80      | 100   |
| пл.47-1 | 3                     | 5       | 300         | 30      | 100   |
| пл.47-2 | 6                     | 7       | 80          | 20      | 120   |
| пл.36-0 | 7                     | 9       | 450         | 120     | 30  |
| пл.36-1 | 9                     | 12      | 80          | 70      | 40  |

Из приведенных данных видно, что наилучшим комплексом технологических характеристик обладает опытная композиция 47-2, которой была присвоена марка ВПр56. Данный припой обеспечивает минимальное эрозионное воздействие на паяемые материалы и обладает высокой диффузионной активностью, что позволит обеспечить формирование безэвтектического паяного шва максимальной ширины.

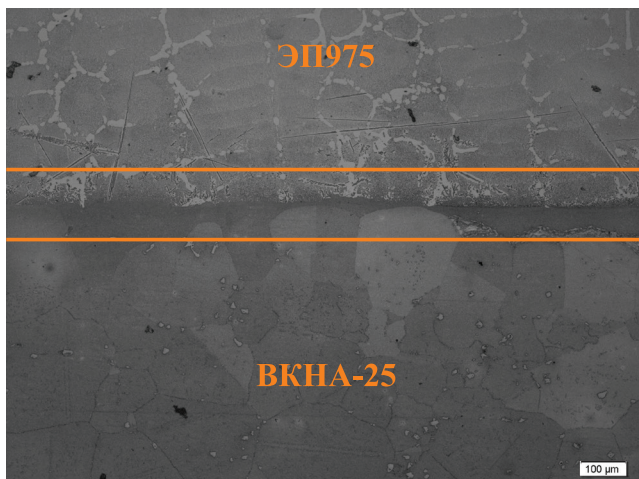
ФГУП «ВИАМ» разработана технология изготовления припоя ВПр56 в виде порошков методом газоструйного распыления на установке HERMIGA 10/100 VI [9–10]. Разработанная технология обеспечивает получение порошков со сферической формой гранул, низким содержанием кислорода (< 0,01%), а также обеспечивает получение порошков с узким гранулометрическим составом (10–40 и 40–100 мкм) с высоким выходом годного (до 85%). Для повышения технологичности использования и точного регулирования дозировки припоя была разработана технология изготовления лент порошкового припоя ВПр56 на органическом связующем, обеспечивающая получение эластичных лент толщиной 0,4–5,0 мм. Их применение позволяет точно дозировать припой при пайке и за счет наличия специального клевого слоя точно позиционировать припой относительно паяемых деталей, что очень важно при одновременном формировании большого количества соединений, характерного для рабочего колеса ротора ГТД.

Проведенные исследования микроструктур паяных соединений сплавов ЭП975 и ВКНА-25, выполненные припоем ВПр56, с различными режимами термической обработки позволили выбрать оптимальный режим термической обработки и разработать технологию пайки сплавов ЭП975 и ВКНА-25, обеспечивающие:

- качественное бездефектное формирование паяного соединения;
- исключение эвтектических и интерметаллидных включений в паяном шве шириной до 190 мкм;
- малую зону диффузионного взаимодействия припоя и паяемых материалов (до 40 мкм в сплаве ВКНА-25 и до 110 мкм в сплаве ЭП975);

- длительную (100-часовую) прочность паяного соединения с величиной сборочных зазоров до 150 мкм на уровне 313–352 МПа, что составляет 0,8–0,9 от прочности сплава ЭП975.

Характерная микроструктура паяного соединения сплавов ЭП975 и ВКНА-25, выполненного припоем ВПр56, представлена на рисунке 1.



**Рис. 1.** Микроструктура паяного соединения сплавов ЭП975 и ВКНА-25, выполненного припоем ВПр56

ОАО «Климов» проведена работа по разработке конструкции замкового соединения лопаток с диском применительно к конструкции типа «блиск» с учетом формирования соединения лопаток с диском методом пайки. Замена замкового механического на неразъемное паяное соединение позволило:

- снизить массу обода рабочего колеса на 7%;
- снизить напряжения в ступице диска на 14%;
- исключить крепежные фиксирующие элементы лопаток.

Дальнейшая оптимизация конструкции рабочего колеса ГТД позволит дополнительно снизить массу изделия за счет снижения напряжений в ступице и полоте диска.

По разработанным чертежам силами ФГУП «ВИАМ» и ОАО «Климов» из сплавов ЭП975 и ВКНА-25 был изготовлен образец — демонстратор рабочего колеса турбины вертолетного двигателя конструкции типа «блиск», в котором соединение диска с лопатками выполнено методом пайки. Внешний вид образца-демонстратора приведен на рисунке 2.

Для проведения испытаний образца-демонстратора конструкции типа «блиск» использовалась разгонная установка, состоящая из герметичной разгонной камеры, технологического ротора и воздушной турбины. Испытания производились в два этапа по специально разработанной программе испытаний с выполнением контрольных замеров давления и температуры в разгонной камере.



**Рис. 2.** Внешний вид образца — демонстратора рабочего колеса турбины вертолетного двигателя конструкции типа «блиск», выполненный с применением технологии пайки.

На первом этапе образец — демонстратор конструкции типа «блиск» плавно последовательно раскручивался до различных частот вращения (23 000, 30 000, 37 000, 45 000 об/мин), выдерживался при заданных оборотах в течение 5 мин. и плавно останавливался. По завершении первого этапа испытаний образец-демонстратор был демонтирован и подвергнут измерению основных геометрических размеров. По результатам проведенных замеров относительное изменение контрольных размеров составило менее одного процента. После выполнения замеров образец-демонстратор конструкции типа «блиск» был подвергнут люминесцентному контролю на предмет наличия трещин. Дефектов на образце-демонстраторе обнаружено не было.

На втором этапе испытаний образец-демонстратор подвергался динамическим испытаниям, аналогичным принятым для серийных рабочих колес турбины компрессора вертолетного двигателя, при скорости вращения, составляющей 105% от рабочей частоты вращения. Образец — демонстратор конструкции типа «блиск» успешно прошел испытания без превышения допустимого уровня вибраций опор, что соответствует требованиям, предъявляемым к рабочему колесу турбины компрессора вертолетного двигателя.

### **Заключение**

1. Для пайки сплавов ЭП975 и ВКНА-25 в разноименном сочетании разработан оригинальный припой ВПр56 и разработана технология пайки, обеспечивающие качественное формирование паяных соединений и длительную прочность стыковых соединений на уровне 313–352 МПа, что составляет 0,8–0,9 от прочности сплава ЭП975. При этом прочность нахлесточных паяных соединений, имитирующих соединение лопаток с диском, превышает прочность сплава ЭП975.



2. ФГУП «ВИАМ» разработаны технологии изготовления припоя ВПр56 в виде технологичных полуфабрикатов: порошков и лент порошкового припоя на органическом связующем.
3. ОАО «Климов» разработан чертеж паяной конструкции соединения диска с лопатками, обеспечивающей снижение массы обода на 7%, снижение напряжений в ступице диска на 14% и исключая необходимость применения крепежных фиксирующих элементов.
4. ФГУП «ВИАМ» совместно с ОАО «Климов» был изготовлен образец — демонстратор рабочего колеса турбины конструкции типа «блиск», изготовленный с применением технологии пайки. Проведены успешные динамические испытания образца — демонстратора конструкции типа «блиск» по специально разработанной программе, включающей разгонные испытания серийных изделий.
5. По результатам проведенных работ установлена возможность изготовления ротора ГТД конструкции типа «блиск» из разноименных сплавов методом диффузионной пайки. Новая технология изготовления позволит снизить массо-габаритные характеристики рабочего колеса, повысить надежность изделия, а при отработке серийной технологии — снизить трудоемкость изготовления.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *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.
2. *Каблов Е.Н.* Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года // *Авиационные материалы и технологии*. 2012. № 5. — С. 7–17;
3. *Каблов Е.Н., Светлов И.Л., Демонис И.М.* Никелевые литейные жаропрочные сплавы нового поколения // *Авиационные материалы и технологии*. 2012. № 5. — С. 36–51.
4. *Каблов Е.Н., Бондаренко Ю.А., Ечин А.Б., Сурова В.А.* Развитие процесса направленной кристаллизации лопаток ГТД из жаропрочных сплавов с монокристаллической и композиционной структурой // *Авиационные материалы и технологии*. — 2012. № 1. С. 3–8.
5. Особенности пайки монокристаллических сплавов ВЖМ4 и ВЖМ5 / В.И. Лукин, В.С. Рьльников, Н.Г. Орехов, А.Н. Афанасьев-Ходыкин, В.Г. Колодочкина, И.А. Галушка. Сварочное производство. — 2016. № 7. — С. 27–32.
6. *Лукин В.И., Рьльников В.С., Афанасьев-Ходыкин А.Н.* Особенности получения паяных соединений из сплава ЖС-36. Технология машиностроения. 2010. № 5. — С. 21–25.
7. *Lukin V.I., Ryl'nikov V.S., Afanasyev-Khodykin A.N.* Special features of brazing single-crystal coating of ZhS-32 alloy, *Welding International*, 2013, vol 27, № 9, p. 524–528.
8. *Lukin V.I. Koval'chuk V.G., Samorukov M.L., Gridnev Y.M., Zhegina I.P., Kotel'nikova L.V.* Special features of friction welding joints in creep-resisting nickel alloys VKNA-25 and EP975. *Welding International*, 2011. — Т. 25, № 10. — С. 800–804.
9. *Лукин В.И., Рьльников В.С., Афанасьев-Ходыкин А.Н.* Припой на никелевой основе для пайки жаропрочных сплавов и сталей.
10. *Lukin V.I., Ryl'nikov V.S., Afanasyev-Khodykin A.N.* A nickel — based brazing alloy for brazing creep-resisting alloys and steels, *Welding International*, 2015. № 12. — P. 567–572.

*А.А. Живушкин, С.В. Малинина*  
*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург*  
*azhivush@gmail.com*

## **НОВЫЙ ПОДХОД К ФРАКТОГРАФИЧЕСКОЙ ОЦЕНКЕ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ДЕТАЛЯМ ИЗДЕЛИЙ АО «ОДК-КЛИМОВ»**

В статье приведены причины возможных расхождений фрактографических оценок при исследовании изломов усталостного развития трещины на основании современных представлений о природе процессов разрушения твердого тела, включая металлы.

Рассмотрены механизмы микроразрушений металлов и даны рекомендации по необходимости введения дополнительных расчетных поправочных коэффициентов в приведенное уравнение Пэриса, исходя из информации о структуре и свойствах конкретного материала. Новый подход к фрактографической оценке усталостных трещин подразумевает использование полной информации и знаний о структуре и свойствах материала для всесторонней оценки рельефа излома усталостного разрушения.

Причины возможных расхождений фрактографических оценок при исследовании малоцикловых изломов до настоящего времени тщательно не анализировались.

Предполагалось, что расхождение в количественной оценке циклов обусловлено различием подходов, а также различием условий проведения исследований.

Так, например, в одних случаях исходят из предположения о дискретном (скачкообразном) развитии трещин от разных очагов, в то время как в других случаях развивают версию непрерывного развития трещин по упруго-пластичному малоцикловому механизму от основного очага.

Согласно одним представлениям, базирующимся на исходной методической базе, расстояние между слаборельефными бороздками колеблется в пределах одной величины, без тенденции к увеличению с удалением от шага разрушения, в то время как шаг рельефных бороздок растет по длине трещины более чем в два раза лишь на участках в зонах долома.

Как следствие, получается заниженная оценка и вывод, что скорость роста трещины, определяемая по шагу бороздок, и число видимых бороздок меньше фактической скорости и числа циклов до разрушения.

Согласно другим представлениям считается, что существует закономерность между шагом бороздки и скоростью роста трещины, и связывают образование каждой бороздки с каждым циклом нагружения.

В итоге получается завышенная оценка циклов разрушения по сравнению с ее фактическими значениями. При этом зачастую нигде не отмечается ямочный рельеф в зоне долома и значительное число циклов рассчитано именно в этой области, что, на наш взгляд, не совсем правильно.

Тем не менее выявленные очаги часто совпадают при различных подходах, а также в ряде случаев совпадают и значения шага бороздок на рассматриваемых удалениях от них.

В части условий проведения исследований многие исследователи не располагают методикой удаления окислов с поверхности излома, полагаясь при этом лишь на многолетний опыт травления и очищения поверхности при технологических операциях, что не является правильным.

Исследования проводятся на разных электронных микроскопах, с соответствующей настройкой и отличиями по разрешающей способности. Так, например, в одинаковых местах с одной стороны отмечены бороздки с определенным шагом, в то время как в других случаях в данных местах отмечаются блоки с микробороздками в них.

Как следствие, методическая и инструментальная погрешность может в итоге составить до ~ 1000 циклов в начальной стадии развития трещины, что весьма существенно при проведении экспертных исследований.

Дополнительно к сказанному, авторами настоящей работы делается предположение, что разница в фрактографических оценках есть следствие недостаточности знаний о единстве закономерностей разрушения из-за многообразных процессов усталости. Основные теоретические представления о процессах разрушения, которые можно соотнести и к усталостным процессам, изложены в трудах [1–6].

Введем основные определения в соответствии с упомянутыми теоретическими представлениями.

*Фрактальные пространства (фракталы)* — области твердого тела, где под действием внешнего или внутреннего воздействия происходит потеря межатомных связей.

*Связующие пространства* — области, в которых осуществляется взаимосвязь между фракталами и возможен переход из одного квазиустойчивого состояния в другое.

*Разрушение* — совокупность фрактальных и связующих пространств, которая определяет область излома.

*Трещина* — элемент поверхности разрушения, состоящий из открытых фрактальных и связующих пространств, характеризуется раздельными поверхностями и раскрытием.

*Контур* — скрытые поверхности фрактальных и связующих пространств с минимальным («нулевым») раскрытием.

*Излом* — открытая часть поверхности разрушения, состоящая из трещин и перманентно (случайно) вскрытых контуров.

Таким образом, видимая исследователями поверхность излома, по факту, всего лишь часть общей поверхности разрушения, которая далеко не всегда несет информативный характер о процессе разрушения.

В случае усталостных разрушений, когда процесс развивается во времени, ошибка исследователей заключается в том, что количество бороздок от очага за одинаковый промежуток времени суммируется, хотя акт разрушения мог совершаться одновременно на разных поверхностях фрактальных пространств.

Другим важным отличием восприятия процесса усталостного разрушения и усталостного развития трещины является отношение к безразмерному параметру материала при оценке скорости роста усталостной трещины.

Во многих работах это постоянная величина, хотя по представлениям авторов настоящей работы этот параметр может изменяться во времени, в зависимости от факторов развития процесса разрушения.

Используя основные постулаты теории прочности и преобразуя выражение (1), в конечном счете, можно прийти к выражению (2).

$$S = P (\Delta K / Q)^m, \quad (1)$$

где  $P = 10^{-a}$  ( $0 < P \Delta I$ ) и  $Q = 10b$  ( $Q > I$ ) ( $a$  и  $b$  — параметры материала в преобразованном эмпирическом уравнении Пэриса,  $l$  — длина трещины;  $\Delta K$  — величина размаха КИН,  $S$  — ширина бороздки:

$$S \approx 10 (\Delta K / \bar{A})^2, \quad (2)$$

где  $\bar{A}$  — приведенное значение модуля упругости материала.

При этом предполагается, что нагружение в каждом цикле происходит квазистатически (что, кстати, характерно для трещин МЦУ) и предельное состояние материала определяется некоторым предельным напряжением  $\sigma$ . Также принимается во внимание симметричность факторельефа, которая отражает пространственную и временную симметричность (периодичность) процесса разрушения. Условие разрушения реализуется не в точке и не однократно, а вдоль параллельной фронту линии в каждом цикле нагружения.

Если базироваться на основных положениях теории пластичности, то, исходя из схемы рисунка 1, можно получить следующее выражение:

$$S \approx (\Delta K / E)^2 [l + 2r_s / r_s]^2, \quad (3)$$

где  $E$  — модуль упругости материала,  $l$  — длина текущей трещины.

В случае рассмотрения схемы на рисунке 1 допускается симметричность, т. е. ширина зоны пластичности и зоны упрочнения перед фронтом распространения трещины одинаковые ( $r_s$ ).

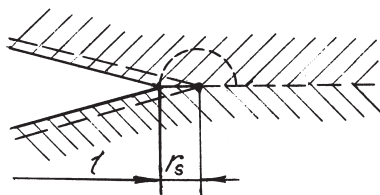


Рис. 1. Схема оценки размеров пластической зоны

Таким образом, анализируя (3), можно видеть, что если  $l \sim r_s$ , то в этом случае мы, в первом приближении, имеем выражение, схожее с (2), и признаем его

соответствие с механизмом нагружения Гриффитса, распространяющегося для упругого деформирования.

Однако такой анализ слишком упрощает ситуацию и не учитывает ранее сказанное, т. е. отрицает реальные атомные структуры на концах трещины, где происходит ее подрастание, и не учитывает ширину раскрытия трещины и влияние пластической деформации. Поэтому для учета физических моделей удобно воспользоваться упруго-пластическими механизмами возникновения и развития трещины Баренблатта и Дагдейла.

Влияние сил притяжения (сцепления), действующих между противоположными берегами трещины в пределах малых зон у концов трещин, учтено в теории Баренблатта [7] (рис. 2).

Основные положения теории сводятся к следующему:

1. Силы притяжения, действующие в пределах малых концевых зон, приводят к плавному смыканию берегов трещины.
2. Действие сил притяжения  $g(x)$  распространяется лишь в зоне  $l - d < x < l$ , и

$$g(x) = 0 \text{ при } 0 < x < l - d, \text{ причем } d/l \ll 1,$$

профиль трещины в интересующей нас области  $l - d < x < l$  описывается функцией:

$$\delta \sim h(x) = \text{const}(l - x)^{3/2}. \quad (4)$$

Форма нормального сечения поверхности трещины в концевой области и локальное распределение сил притяжения у концов трещины не зависят от действующих нагрузок и сохраняются постоянными для данного материала и заданных условий.

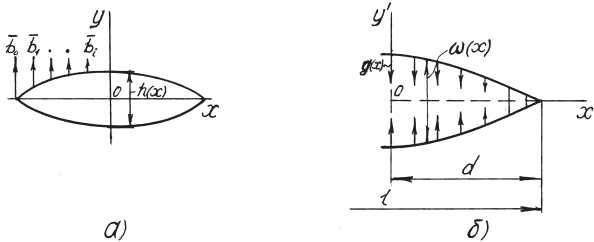


Рис. 2. Схема развития трещин (а) и схема действия сил притяжения, (б) у концов трещины по Баренблатту

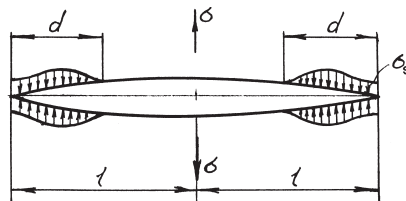


Рис. 3. Схема трещины Дагдейла

С учетом теории Баренблатта Дагдейл [7] разработал положения, согласно которым:

1. В зоне  $l - d \leq |x| \leq l$  берега трещины притягиваются напряжениями, равными  $\sigma_s$ , а длина пластической зоны  $d$  оценивается из условия конечности напряжений у вершины трещины (схема трещины Дагдейла показана на рисунке 3).
2. Интенсивность напряжений от однородного поля напряжений должна быть скомпенсирована у вершины трещины интенсивностью напряжений сцепления, т. е.:

$$K_\sigma = K_{\sigma_s} \quad (5)$$

Если, согласно теории Гриффитса, раскрытие  $\delta$  упругой эллиптической трещины описывается как:

$$\delta = (4\sigma/E)\sqrt{l^2 - x^2} \quad (6),$$

то согласно теории Дагдейла в выражение (6) вносится поправка на зону пластичности  $r_s$  (рис. 2), т. е.:

$$\delta = (4\sigma/E)\sqrt{(l+r_s)^2 - x^2}. \quad (7)$$

Из выражения (7) следует, что критическое раскрытие трещины  $\delta_c$  в ее вершине при  $x = l$  можно выразить в виде :

$$\delta_c = (4\sigma/E)\sqrt{(l+r_s)^2 - l^2} \simeq (4\sigma/E)\sqrt{2lr_s}. \quad (8)$$

Поскольку  $2lr_s \gg r_s^2$ , то, подставив значение (7) в (8), получим выражение для ширины раскрытия:

$$\delta = (4\sigma/E)\sqrt{l^2 - x^2 + \delta_c^2 E^2 / 16\sigma^2}. \quad (9).$$

Учитывая (8) и (9), можно удостовериться, что безразмерный параметр материала не будет постоянной величиной во времени с изменением геометрии излома и зависит от микроструктурных (текстурных) изменений на границе фронта распространения усталостных трещин и от кристаллографической ориентации зерен. Поэтому в расчетах и оценке МЦУ для него следует вводить дополнительные поправочные коэффициенты.

Таким образом, новый подход к фрактографической оценке усталостных трещин применительно к деталям изделий АО «ОДК-Климов» подразумевает использование полной информации и знаний о структуре и свойствах данного материала для всесторонней оценки рельефа излома усталостного разрушения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Штремель М.А. Разрушение материала: монография / М.А. Штремель // в 2 кн. Кн. 1. М.: изд. дом МИСиС, 2014. — 670 с.
2. Штремель М.А. Разрушение структур: монография / М.А. Штремель // в 2 кн. Кн. 2. М.: изд. дом МИСиС, 2015. — 976 с.

3. Прочность сплавов. Часть I. Дефекты решетки: учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и дополн. / М.А. Штремель. — М.: МИСиС, 1999. — 384 с.
4. Прочность сплавов. Часть II. Деформация: учебник для вузов / М.А. Штремель. — М.: МИСиС, 1997. — 527 с.
5. Штремель М.А. О единстве в многообразных процессах усталости. — Деформация и разрушение материалов. № 6. 2011. — С. 1–12.
6. Штремель М.А. Об анализе изображений в фрактографии (методические заметки). — Деформация и разрушение материалов. № 10. 2014. — С. 2–9.
7. Новиков И.И., Ермишкин В.А. Микромеханизмы разрушения металлов. — М.: Наука, 1991. — 368 с.

УДК 669.018.4:621.791.9

*А.А. Живушкин<sup>1</sup>, П.Я. Ёлкин<sup>1</sup>, Е.В. Николич<sup>2</sup>,  
В.А. Валитов<sup>3</sup>, Э.В. Галиева<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> АО «ОДК-Климов», г. С.-Петербург

<sup>2</sup> АО «ММП им. В.В. Чернышева», г. Москва

<sup>3</sup> Институт проблем сверхпластичности металлов РАН, г. Уфа  
*pavel.yolkin@gmail.com; azhivush@gmail.com; valitov\_va@imps.ru*

## **ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ ТВЕРДОФАЗНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ИЗ ВЫСОКОЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ НА ОСНОВЕ НИКЕЛЯ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПА «БЛИСК» ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Дано обоснование преимущества от использования биметаллических «блисков» в конструкциях деталей турбин авиационных ГТД. Проанализированы преимущества и недостатки перспективных технологий, которые разрабатываются в настоящее время для изготовления деталей типа «блиск» из высокожаропрочных сплавов на основе никеля. Показано, что одним из наиболее перспективных методов получения неразъемных соединений из деформируемых и литейных монокристаллических сплавов на основе никеля является диффузионная пайка. Отмечено, что применение метода ГИП наиболее эффективно для изготовления крупноразмерных деталей с охлаждаемыми лопатками. Показано, что сварка давлением в условиях сверхпластичности (СП) является эффективным методом получения твердофазных соединений НАС деформируемого сплава ЭП975 с литым монокристалльным интерметаллидным сплавом ВКНА-25. В отличие от метода линейной сварки трением, при сварке давлением в условиях СП исключается возникновение значительных термических и фазовых напряжений в зоне ТФС и тем самым создаются наиболее благоприятные условия для получения качественного и прочного неразъемного соединения как из однородных, так и разнородных сплавов на основе никеля.

### **Введение**

В последнее время при проектировании деталей турбин авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), металлическим конструкциям типа «блиск» из

высокожаропрочных никелевых сплавов уделяется особое внимание [1–5]. При этом классическая разъемная схема «диск — лопатки» заменяется на неразъемную схему биметаллического «блиска».

Преимущества от использования биметаллических «блисков» в конструкциях деталей турбин авиационных ГТД следующие:

- выигрыш в массе используемых дисков до 13–15%;
- повышение газодинамических характеристик двигателя — исключение возможных утечек (перетечек) газа;
- отсутствие фреттинга;
- увеличение местных запасов статической прочности более чем на 15%;
- универсальность компоновки двигателя при измененных параметрах рабочего цикла — прогнозируются размерный, температурный и демпфирующий выигрыши;
- возможность повышения температуры газа перед турбиной и увеличение тяги.

Конструкция детали типа «блиск» позволит сократить количество металла на ободе диска, где влияние массы сказывается на напряженно-деформированном состоянии всего диска, и угонить полотно и ступицу диска (рис. 1), что, в свою очередь, приведет к его существенному облегчению. В свою очередь, работоспособность деталей типа «блиск» определяется главным образом качеством соединения замковой части лопатки с диском, поскольку наличие дефектов в данном соединении может привести не только к разрушению этой детали, но и к разрушению всего двигателя.

Для повышения качества соединения в таких биметаллических деталях необходимо повысить уровень свойств самого граничного соединения за счет применяемых металлургических технологий.

Рассмотрим основные соединительные технологии для обеспечения «сращивания» лопаток с диском. Все эти технологии условно можно разделить на следующие группы, а именно:

- 1) сварочные технологии;
- 2) технологии пайки;
- 3) технологии металлургии гранул.

Каждая из групп таких технологий обладает своими преимуществами и недостатками.

В связи с вышеизложенным целью данной работы является анализ преимуществ и недостатков разрабатываемых технологий получения неразъемных соединений из высокожаропрочных сплавов на основе никеля и выработка первичных рекомендаций по выбору предпочтительной технологии изготовления детали типа «блиск», которая в дальнейшем может быть использована при проектировании турбин ГТД.

### **Технологии получения неразъемных соединений для биметаллических деталей ГТД**

*Сварка давлением в условиях сверхпластичности.* Если рассматривать сварочные технологии, имея в виду такие способы, как диффузионная контактная



сварка [6], сварка давлением в условиях сверхпластичности [7] и сварка трением, то можно предположить бесспорный технологический выигрыш от их использования при относительно высоком качестве соединения.

Одним из широко используемых высокоэффективных способов сварки является сварка давлением (СД) в условиях сверхпластичности [4; 7]. В процессе СД под воздействием относительно небольших усилий на свариваемые детали, обеспечивающих пластическую деформацию контактных поверхностей и диффузионных процессов, образуется твердофазное соединение (ТФС).

Для повышения качества сварного соединения в биметаллических деталях нередко используется прокладка, которая позволяет повысить качество твердофазного соединения (ТФС) за счет улучшения физического контакта на свариваемых поверхностях [8]. Еще одним способом улучшения качества сварки является нанесение рельефа на свариваемые поверхности с целью обеспечения локальной пластической деформации в зоне соединения [9].

В работе [9] методом численного моделирования было исследовано напряженно-деформированное состояние, возникающее в процессе сварки давлением фрагмента биметаллической детали, имитирующее замковое соединение литого лопаточного интерметаллидного сплава типа ВКНА с деформируемым сверхпластичным дисковым сплавом типа ЭП 975. Компьютерное моделирование было проведено в двумерной постановке (плоское деформированное состояние) с помощью пакета прикладных программ DEFORM-2D. Моделировалась сварка давлением фрагмента диска и замковой части лопатки. В качестве материала для диска был выбран деформируемый жаропрочный сплав ЭП975 в ультрамелкозернистом состоянии, для лопатки — интерметаллидный сплав ВКНА-4У. В связи с этим замковая часть лопатки является намного более прочной, чем фрагмент диска, в котором в основном развивается пластическая деформация.

Определяющие соотношения для данных сплавов вводились в систему DEFORM-2D в виде экспериментальных кривых «напряжение-деформация», полученных при испытании образцов на одноосное сжатие в условиях, соответствующих процессу сварки. Сварка давлением проводилась в условиях сверхпластичности ультрамелкозернистого сплава ЭП975 при температуре 1125°C и начальной скорости деформации  $10^{-4} \text{ с}^{-1}$  [9]. Поскольку в ходе формирования изменения структуры незначительны, то они при расчетах не учитывались.

Деформируемые тела разбивали на двадцатиузловые изопараметрические конечные элементы с квадратичной аппроксимацией поля перемещений. Внешнее воздействие на фрагмент диска задавалось следующим образом (рис. 2): закрепление диска по торцам AF, ED и BC; — задание перемещения траверсы на торцах AB и DC. На рисунке 3 приведены рассмотренные сочетания формы замковой части лопатки и паза в дисковой части.

Схема нагружения, представленная на рисунке 2, может быть реализована при штамповке детали типа «блиск». В этом случае лопатки устанавливаются в пазы диска и фиксируются в бандеже, после чего осуществляется секционная штамповка диска. В результате пластической деформации дискового сплава в условиях СП происходит заполнение зазоров и обеспечивается физический контакт

между лопаткой и диском. Дальнейшая деформация приводит к формированию ТФС между диском и лопаткой. Были рассмотрены задачи, в которых на поверхность замковой части лопатки наносился рельеф.

По результатам моделирования можно заключить, что при сварке давлением лопатки и диска, независимо от формы замковой части лопатки, большая степень локальной деформации достигается при использовании простого паза, чем при использовании рельефного. Данное сочетание контактных поверхностей аналогично сочетанию плоской и рельефной поверхности, что, как было показано, ведет к возникновению зон активной деформации, улучшает качество твердофазного соединения и делает его более однородным по всей свариваемой поверхности.

При сварке лопатки и диска с рельефным пазом, взаимно комплементарным к конфигурации замковой части лопатки, требуются меньшая степень деформации и время. При этом наименьшая степень локальной деформации наблюдается при сварке замковой части лопатки в виде «ласточкин хвост».

На рисунке 3 приведены результаты моделирования в виде картин распределения сдвиговой деформации для рассматриваемых вариантов сочетания формы замковой части лопатки и паза в дисковой части I–V. Картины распределения сдвиговых деформаций позволяют сделать вывод, что при использовании простого паза (рис. 3, а, в) сдвиговая компонента деформации возникает практически по всей поверхности контакта, в отличие от вариантов сочетания контактных поверхностей II, IV и V (рис. 3, б, г, д). При этом протяженность участков с максимальными значениями сдвиговых деформаций больше при сварке простого паза и замковой части лопатки, имеющей закругленный конец. Исходя из этого, можно заключить, что выбор вариантов сочетания контактных поверхностей при сварке замковой части лопатки и паза в диске следует проводить в зависимости от того, какой из параметров технологического процесса требуется оптимизировать, либо снизить общее время сварки, либо повысить степень локальной деформации в зоне соединения.

Проведенное моделирование позволило сделать вывод, что для получения при сварке давлением (СД) более однородного по качеству соединения целесообразно использовать замковую часть лопатки, имеющую закругленный конец, в сочетании с простым пазом в диске.

Результаты такого соединения в виде распределения элементов в ТФС пары ЭП975/ВКНА-моно показаны на рисунке 4 [4]. Прочность на растяжение такого сварного соединения по плоской поверхности при комнатной температуре колеблется в пределах 0,42–0,67 от прочности соединяемых высокожаропрочных сплавов, а после окончательной термической обработки может достигать значений 0,47–0,86 от прочности интерметаллидного сплава.

*Контактная диффузионная сварка.* Для реализации технологического способа контактной диффузионной сварки при минимальном давлении требуется точность в обработке контактных поверхностей соединений. Лишь в случае плотного прилегания поверхностей и отсутствии их окисления при минимальном давлении и высокой температуре возможно получить качественную структуру биметаллических соединений (рис. 5, на примере сплавов ЭП741НП и ЖС32-ВИ). Признаком качественного прохождения процесса

диффузионной сварки является отсутствие двойников отжига вблизи границы контакта.

Прочность на растяжение данного сварного соединения по плоской поверхности при комнатной температуре, по данным АО «ММП им. В.В. Чернышева», находится в пределах 0,65–0,75 от прочности соединяемых высокожаропрочных сплавов. Метод универсален с точки зрения применяемых материалов, прост в исполнении, но имеет ограничения по трудоемкости, производительности и контролю качества соединений.

*Сварка трением.* Для реализации сварки трением, с целью обеспечения качественного контактного соединения «блисков», необходимо дорогостоящее специальное оборудование. Несмотря на обеспечиваемую высокую производительность и прочность соединения ( $\sigma_b \sim 0,7–0,85$  от прочности соединяемых высокопрочных сплавов), имеются ограничения данного способа по используемым материалам из-за возможного оплавления и вторичного фазообразования при высоких температурах трения.

*Высокотемпературная диффузионная пайка.* Наиболее перспективным методом соединения литейных и деформируемых жаропрочных монокристаллических сплавов в одноименном и разноименном сочетаниях является высокотемпературная диффузионная пайка.

Главной особенностью диффузионной пайки является кристаллизация припоя в паяном шве при термической обработке с температурой выше температуры солидуса припоя. Процесс диффузионной пайки можно представить в виде трех различных последовательных процессов (стадий):

- 1) заполнение соединительных зазоров расплавом припоя под действием капиллярных сил;
- 2) диффузионное взаимодействие между твердой и жидкой фазами, приводящее к повышению температуры солидуса припоя и кристаллизации припоя при постоянной температуре;
- 3) перераспределение химических элементов между припоем и основным материалом в результате диффузионного взаимодействия в твердой фазе, по сути — гомогенизационный отжиг.

В результате протекания сложного комплекса диффузионных процессов в твердо-жидкой и твердой фазах микроструктура паяного шва приближается по фазовому и химическому составу к структуре основного материала (рис. 6), что и обеспечивает высокие прочностные свойства паяных соединений.

Первым признаком прохождения процесса диффузионной пайки является отсутствие фазовыделений в виде эвтектических структур в паяном шве, охрупчивающих паяное соединение.

Для определения прочности паяных соединений экспериментальным припоем ФГУП «ВИАМ» были запаяны образцы-свидетели из сплавов ЭП975 и ВКНА-25 различных типов:

- стыковые;
- нахлесточные, имитирующие замковое соединение, с различной подготовкой поверхности (с пазом «двойной ласточкин хвост», рис. 7);
- нахлесточные, имитирующие соединение диск — лопатка, выполненные АО «ОДК-Климов» (с прямым пазом).

Результаты испытаний образцов приведены в таблице 1.

Таблица 1

**Результаты испытаний на длительную прочность при 850°С образцов-свидетелей из сплавов ЭП975 и ВКНА-25**

| Тип образца                                    | Нагрузка, МПа | Время до разрушения, час | Место разрушения |
|--|---------------|--------------------------|------------------|
| Стыковой                                       | 333 (0,85*)   | 107                      | Паяный шов       |
|  | 353 (0,90*)   | 102                      | Паяный шов       |
|  | 372 (0,95*)   | 40                       | Паяный шов       |
| Нахлесточные с прямым пазом                    | 392 (1,0*)    | 117; 115; 121            | ВКНА-25          |
| Нахлесточные с пазом «двойной ласточкин хвост» | 392 (1,0*)    | 115; 121                 | ВКНА-25          |
|  |               | 117; 119                 | ВКНА-25          |
|  |               | 104; 108                 | ВКНА-25          |

\* относительная прочность паяных соединений (отношение нагрузки на образец к длительной прочности сплава ЭП975).

Как видно из приведенных данных, длительная (100 часовая) прочность при температуре 850°С паяных стыковых соединений составляет 353 МПа, а прочность нахлесточных модельных соединений соизмерима с прочностью соединяемых материалов.

Помимо высоких свойств, главным преимуществом паяного соединения является возможность реализации ремонтной технологии. Основным недостатком являются относительно высокая трудоемкость и низкое воспроизводство качества, поскольку процесс пайки осуществляется при температурах около 1130 °С, что вызывает сразу несколько проблем, связанных как с защитой диска и антиэрозионного покрытия (которое, в обычном случае, наносится перед сборкой) от высокой температуры, так и с контролем техпроцесса печной пайки.

*Металлургия гранул.* По мнению ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» [10], на основе металлургии гранул возможно эффективное создание класса биметаллических «блисков» с охлаждаемыми и неохлаждаемыми лопатками ответственного назначения, которые позволят выиграть в массе рабочего колеса до 30% по сравнению с замковой конструкцией, повысить газодинамическую эффективность колеса, исключить утечки и фреттинг. При этом увеличение местных запасов статистической прочности на 40–50% дает возможность заменять их на повышение долговечности и/или на увеличение частоты вращения ротора и/или на повышение температуры газа перед турбиной.

В практическом плане интересен опыт их совместной работы с ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют» и ООО «НПГ «ЛНТ» для разработанного биметаллического «блиска» с неохлаждаемыми лопатками из ЖС32 <001> и дисковой частью из сплава ЭП741НП, спроектированного на базе рабочего колеса ТВД двигателя ТВ500.

Для данного рассматриваемого случая экспериментально доказано, что зона соединения двух разнородных сплавов, в случаях использования технологии металлургии гранул, не вносит дополнительной повреждаемости в биметал-

лические конструкции. Результаты расчетов и численного моделирования разработанных конструкций биметаллических «блисков» турбин, на основании полученных данных длительной прочности и циклической долговечности, а также вибрационных характеристик используемых материалов, таких как ЭП741НП и ЖС32-ВИ, при этом подтверждают возможность уменьшения массы рабочего колеса и возможность эффективного демпфирования колебаний лопаток в составе двигателя.

Несмотря на очевидный выигрыш «блисков», полученных методом металлургии гранул, ясно, что в силу высокой трудоемкости их изготовления и, следовательно, стоимости, их применение оправдано лишь для относительно крупногабаритных деталей с охлаждаемыми лопатками. В остальных случаях эффективными могут оказаться ранее рассмотренные соединительные технологии.

## **Заключение**

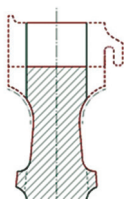
В целом рассмотренные преимущества и недостатки различных соединительных технологий в практике проектирования турбин авиационных ГТД, с использованием конструкций типа «блиск», в настоящий момент уже всесторонне опробованы зарубежными авиадвигателестроителями. Научно-технический задел по разработке инновационных технологий изготовления деталей типа «блиск» ГТД, который формируется по результатам НИР и НИОКР, проводимых отечественными отраслевыми научно-исследовательскими и академическими институтами, еще недостаточен для разработки научно-методических и технологических рекомендаций по этому вопросу, в которых заинтересованы отечественные профильные КБ. Поэтому весьма актуальным является решение задач по развитию и внедрению в перспективных ГТД технологий неразъемных соединений не только в деталях типа блиск, но и других деталях (диск — диск, диск — вал) из жаропрочных никелевых и титановых сплавов с целью повышения надежности и снижения массы роторных конструкций.

Решение таких задач обуславливает необходимость инициирования по рассмотренным в работе вопросам новых и продолжения текущих работ, направленных на создание научно-технического задела, который будет использован отечественными авиадвигателестроительными предприятиями при разработке и внедрении технологий изготовления биметаллических деталей, в частности деталей типа «блиск». Такие работы должны проводиться в тесной кооперации АО «ОДК-Климов» и других предприятий, входящих в структуру ОДК («Объединенная двигателестроительная корпорация») с институтами РАН, национальными исследовательскими технологическими университетами и другими организациями в рамках совместных проектов РФФИ, РНФ, по государственным контрактам и хозяйственным договорам.

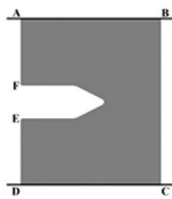
## **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Логунов А.В., Шмотин Ю.Н.* Современные жаропрочные никелевые сплавы для дисков газовых турбин. — М., ООО «Наука и технология», 2013. — 256 с.
2. *Маггеррамова Л., Захарова Т, Громов М., Самаров В.* Турбины: с «блиск»ом и без. — [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://engine.aviaport.ru/issues/02/page32.html>.

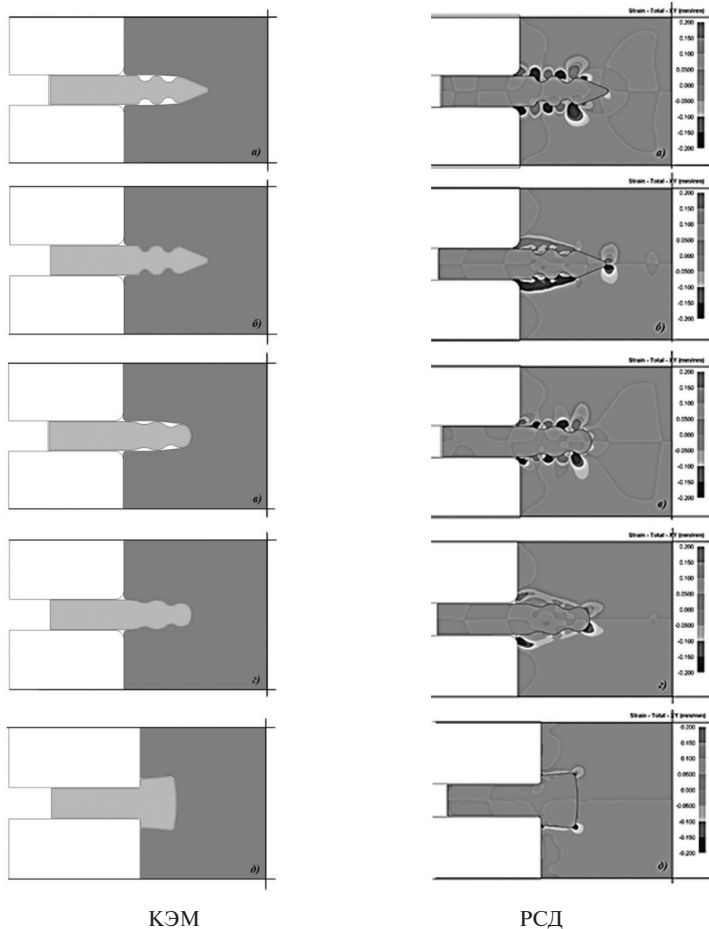
3. Лукин В.И., Рыльников В.С., Базылева О.А., Афанасьев-Ходыкин А.Н. Технология пайки и термической обработки паяных соединений жаропрочных деформируемого (ЭП975) и литейного монокристаллического интерметаллидного (ВКНА-4У) сплавов // Сварочное производство, 2014. № 6. — С. 15–18.
4. Поварова К.Б., Валитов В.А., Овсепян С.В., Дроздов А.А., Базылева О.А., Валитова Э.В. Изучение свойств и выбор сплавов для дисков с лопатками («блисков») и способа их соединения // Металлы. 2014. № 5. — С. 61–70.
5. Бычков В.М., Селиванов А.С., Медведев А.Ю. и др. Исследование свариваемости жаропрочного никелевого сплава ЭП742 методом линейной сварки трением // Вестник УГАГУ. 2012. Т. 16, № 7 (52). — С. 112–116.
6. Люшинский А.В. Диффузионная сварка разнородных материалов: учебное пособие для студ. вузов. — М.: Академия, 2006. — 208 с.
7. Лутфуллин Р.Я. Сверхпластичность и твердофазное соединение наноструктурированных материалов. Часть I. Влияние размера зерна на твердофазную свариваемость сверхпластичных сплавов // Письма о материалах. 2011. Т. 1. — С. 59–64.
8. Валитова Э.В., Ахунова А.Х., Валитов В.А., Дмитриев С.В., Лутфуллин Р.Я., Мухаме-трахимов М.Х. Моделирование процесса сварки давлением жаропрочного никелевого сплава с использованием ультрамелкозернистой прокладки // Письма о материалах. 2014. Т. 4, № 3 (15). — С. 190–194.
9. Ахунова А.Х., Галиева Э.В., Поварова К.Б., Базылева О.А., Валитов В.А., Дмитриев С.В., Дроздов А.А., Аргинбаева Э.Г. Моделирование сварки давлением разнородных литых и деформируемых сплавов на основе никеля в условиях объемного пластического течения // Фундаментальные проблемы современного материаловедения. 2016. Т. 13, № 1. — С. 131–135.
10. Маггеррамова Л.А. Методы создания биметаллических блисков высокотемпературных турбин перспективных авиационных газотурбинных двигателей. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. М., 2013.



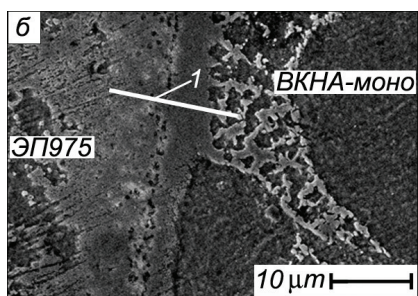
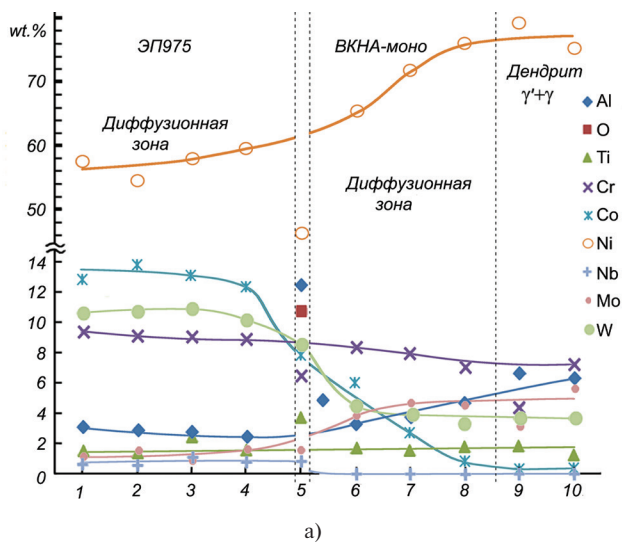
**Рис. 1.** Схема возможного уменьшения массы (сплошная линия) в биметаллических конструкциях типа «блиск»



**Рис. 2.** Фрагмент моделируемого диска с пазом для замковой части лопатки с отмеченными граничными условиями. Диск закреплялся по торцам AF, ED и BC. Перемещение задавалось через траверсы на торцах AB и DC



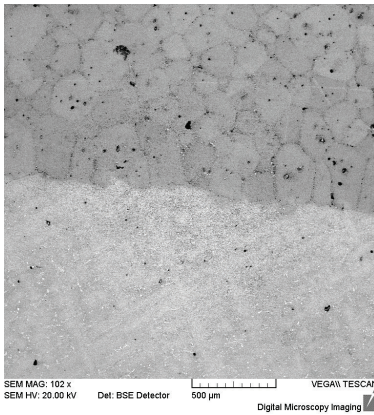
**Рис. 3.** Конечно-элементная модель (КЭМ) фрагмента диска с пазом для замковой части лопатки с нанесенным на нее рельефом и распределение сдвиговой деформации (РСД) для вариантов: (а) вариант I — заостренная замковая часть лопатки и простой паз; (б) вариант II — заостренная замковая часть лопатки и фигурный паз; (в) вариант III — закругленная замковая часть лопатки и простой паз; (г) вариант IV — закругленная замковая часть лопатки и фигурный паз; (д) вариант V — «ласточкин хвост»



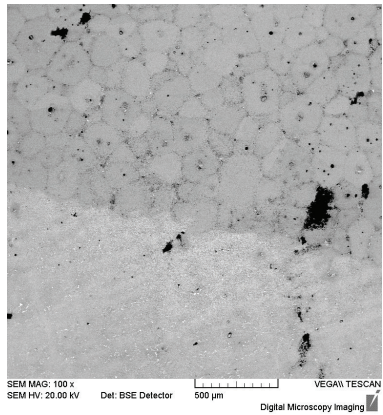
б)

Рис. 4. Распределение элементов в ТФС пары ЭП975/ВКНА-моно (а) по линии 1 (б)



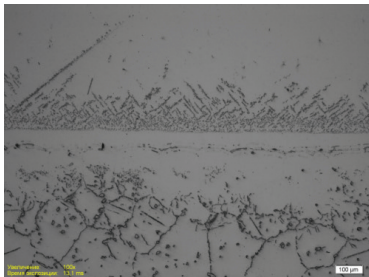


а)

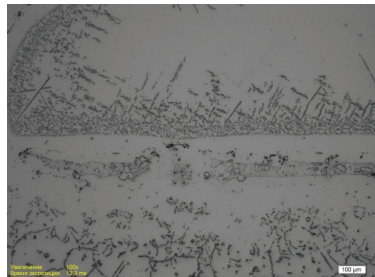


б)

**Рис. 5.** Микроструктура соединения после диффузионной сварки:  
а) — с наличием двойников отжига; б) — без двойников отжига



а)



б)

**Рис. 6.** Микроструктура паяного соединения:  
а) — без образования фазовыделений в зоне припоя;  
б) — с образованием фазовыделений в зоне припоя



**Рис. 7.** Модельный образец для проверки прочности паяного соединения  
«диск-лопатка» в сборе перед пайкой

## **ОЦЕНКА КОРРОЗИОННОЙ АГРЕССИВНОСТИ И СМЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ НОВЫХ ПРОМЫВОЧНЫХ СОСТАВОВ ДЛЯ ГВТ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Настоящая работа посвящена актуальному вопросу исследования промывочных составов, предназначенных для промывки и одновременной краткосрочной консервации газозоудного тракта (ГВТ) эксплуатирующихся авиационных газотурбинных двигателей (АГТД). Приводятся результаты сравнительных коррозионных испытаний промывочных составов при выдержке в них ДСЕ, результаты проверки промывочной способности составов, в том числе при температурно-солевом воздействии, а также результаты подбора оптимальной технологии промывки при лабораторных испытаниях. Исследования коррозионной агрессивности новых промывочных составов, проведенные в соответствии с методикой ОСТ1 90257-89, выявили необходимость в мероприятиях, направленных на доработку рецептуры отечественных промывочных составов для предотвращения их коррозионной агрессивности (в отличие от ЗОК-27) и улучшения промывочной способности, в том числе после температурной и солевой нагрузки, в необходимости перепроверки свойств составов при выходе производства на промышленные партии, а также необходимость отработки наиболее оптимальной технологии промывки на собранном двигателе.

При эксплуатации газотурбинных двигателей (ГТД) в морских условиях, особенно — при эксплуатации их на авианесущих кораблях, а также при использовании ГТД в условиях сильной запыленности при тушении пожаров, в точную часть двигателей вместе с воздухом могут попадать брызги морской воды или аэрозоли, содержащие большое количество солей с коррозионно-агрессивными элементами, такими как Na, K, S, Cl, Mg.

По данным [1], количество поступающей в двигатель вместе с воздухом морской соли может составлять до 0,01–,1 мг соли на 1 кг воздуха — при нахождении двигателя на палубе авианосца, и до 0,1–10 мг морской соли на 1 кг воздуха при «зависании» вертолета над водой. При этом «солевая нагрузка» на детали ГТД может составлять до 1–2 г/м<sup>2</sup>·час. [2].

Наличие солевых и пылевых отложений на деталях компрессоров, по данным [2], может вызвать существенные изменения в термодинамических характеристиках ГТД (снижение КПД, повышение расхода воздуха, уменьшение напора), а при условии длительного контакта солей с деталями как при работе, так и при перерывах в работе — коррозионные разрушения деталей, вызывающие снижение прочностных и ресурсных характеристик ГТД.

Кроме того, аэрозоли морских солей, частицы пыли и загрязнений воздуха, включая коррозионно-агрессивные компоненты топлива, оседают на лопатках турбины, в результате чего изменяется профиль лопаток. При длительной работе в таких условиях разрушается поверхность лопаток турбины под воздействием горячей солевой коррозии, что снижает КПД турбины [2; 3].

В конечном итоге все это может привести к разрушению лопаток турбины и отказу двигателя, что и встречалось на двигателях типа ТВ3-117. В связи с вышесказанным при работе ГТД в морских и запыленных условиях необходимо производить периодические промывки ГВТ двигателей чистой пресной водой (дистиллированной или деионизованной) либо специальными промывочными составами, что и регламентируется нормативной документацией ФГУП «ВИАМ».

При промывке проточной части двигателя водой, во избежание последующей коррозии, необходима обязательная последующая консервация ГВТ двигателя специальными составами.

Требуется применять составы, которые совмещают хорошие промывочные и консервационные свойства, не обладая коррозионной агрессивностью при применении их на деталях проточной части двигателей как в условиях промывки, в том числе в нагретом до 40–60°C состоянии, так и в условиях последующего нахождения в условиях 100%-й влажности как минимум 10 суток.

По данным спецификаций мировых производителей ГТД, использующих промывочные составы для промывки и консервации ГВТ авиадвигателей в целях улучшения их характеристик и кратковременной защиты от коррозии, такими свойствами обладает средство ЗОК-27 — «Концентрат жидкости для промывок газотурбинных двигателей» [4] производства Великобритании и США, дистрибьютор — ООО «АЭРОСТОК», г. Москва. Промывочная жидкость ЗОК-27 допущена в технических картах по промывкам ГВТ руководством по эксплуатации двигателей ТВ3-117 и ВК-2500 и положительно зарекомендовала себя для промывок осевых компрессоров и турбины компрессора данных двигателей от солевых и других промышленных и природных загрязнений, на «выбеге» и при холодных прокрутках.

Так, например, при эксплуатации двигателей ТВ3-117 и ВК-2500 во Вьетнаме, при полетах над морем, заметные коррозионные повреждения в результате налипания морских солей на лопатки НА 5–11 ступеней и на лопатки рабочие и сопловые 1 ступени турбины были уже после 500 часов эксплуатации двигателей, а после 1100–1500 часов приобретали характер катастрофической коррозии.

После введения периодических осмотров проточной части через каждые 50 часов и ежедневных послеполетных промывок двигателей по новой технологии (на холодных прокрутках) средством ЗОК-27, при наработке 500–600 часов коррозии на деталях проточной части не наблюдалось, коррозионное состояние ДСЕ с наработкой около 1000–1200 часов было аналогично наблюдаемому до промывок при 600–700 часах наработки, а с наработкой около 1500 часов — аналогично наблюдаемому ранее с наработкой 1000–1200 часов. Термодинамические характеристики двигателей типа ТВ3-117 и ТВ7-117 при использовании данного средства после испытаний двигателей также улучшились.

Целью настоящей работы было исследовать в лабораторных условиях возможность применения средства ЗОК-27 для промывки и одновременной консервации газоздушного тракта двигателей типа РД-33 и ВК-2500, а также, в рамках программы импортозамещения, подобрать из предлагаемых на сегодняшний день отечественных аналогов наиболее подходящий состав для этих целей.

Для исследований и испытаний использовались:

- концентрат моющего раствора TSP-3030 по ТУ 2381-003-48924765-2013 (ред. 2) производства ЗАО «Турботект Санкт-Петербург»;
- концентрат моющего раствора TSP-5050 по ТУ 2381-004-48924765-2014 (ред. 2) производства ЗАО «Турботект Санкт-Петербург»;
- концентрат состава ПКР1А (рабочее название до утверждения ТУ, или канистра с составом № 1), производства фирмы ОАО «Концерн КЭМЗ»;
- концентрат состава ПКР2А (рабочее название до утверждения ТУ, или канистра с составом № 2), производства фирмы ОАО «Концерн КЭМЗ»;
- концентрат состава ПКР2Н (рабочее название до утверждения ТУ, или канистра с составом № 3), производства фирмы ОАО «Концерн КЭМЗ»;
- концентрат жидкости для промывок газотурбинных двигателей ZOK-27 (производство Mc Gean-Rocho (UK) LTD, Великобритания).

По рекомендациям производителей, для промывок используются 20%-е растворы данных концентратов в дистиллированной воде ГОСТ 6709-72.

По испытаниям на отсутствие коррозионного воздействия на основные материалы и покрытия, используемые в авиационной технике, промывочные жидкости TSP-3030 и TSP-5050 имеют положительное заключение ФГУП «ВИАМ» и допущены к применению, но их влияние на специальные материалы и покрытия, используемые в двигателях АО «ОДК-Климов», в том числе после эксплуатации, не было исследовано. Концентраты ПКР1А, ПКР2А, ПКР2Н представлены экспериментальными партиями для опытного опробования.

Данные исследований по физическим свойствам (внешний вид, прозрачность, однородность, цвет, запах, отсутствие склонности к расслоению, pH, плотность) концентратов и растворов TSP-3030, TSP-5050, ПКР1А, ПКР2А, ПКР2Н, в сравнении с ZOK-27, приведены в таблице 1.

В результате проведенных исследований выявлено:

- новые промывочные составы не являются полными аналогами средства ZOK-27 и существенно различаются между собой по всем параметрам; наиболее сильно — по показателю pH;
- свойства состава ПКР1А не соответствуют свойствам, заявленным поставщиком, что может свидетельствовать о нестабильности свойств опытных партий составов и необходимости повторения проверки опытных составов после получения промышленных партий;
- составы TSP-3030 и TSP-5050, в отличие от ZOK-27, обладают сильным аллергенным воздействием на персонал, особенно в нагретом состоянии, и не безопасны для окружающей среды;
- состав TSP-5050 нестабилен и разлагается на отдельные фракции, которые затем не смешиваются, даже при небольшом нагреве до 40°C (существующем в условиях эксплуатационной промывки).

Исследование коррозионной агрессивности растворов TSP-3030, TSP-5050, ПКР1А, ПКР2А, ПКР2Н, по отношению к основным материалам и покрытиям ДСЕ, используемым в проточной части вентилятора, компрессора и турбины двигателей типа РД-33 и ВК-2500, проводилась согласно ОСТ1 90257-89 [6], методы 1 и 2, в сравнении с воздействием применяемого в настоящее время раствора ZOK-27 и воды.

Отсутствие коррозионного воздействия на детали и покрытия, набухаемость неметаллических деталей и уплотнительных материалов и покрытий оценивались, согласно ОСТ, по изменению внешнего вида образцов и ДСЕ (путем фотографирования после каждого этапа исследований) и относительному изменению массы (в % к исходной массе):

- метод 1, после выдержки в растворах 1 час при комнатной температуре, промывки и сушки;
- метод 2, после выдержки в растворах в течение 1 часа без последующей промывки в воде, без сушки, с последующей выдержкой в камере влажности в течение 10 суток.

При получении результатов, требующих уточнения, также производили исследование внешнего вида образцов и ДСЕ после выдержки их 1 час в нагретых до 40–60°C растворах.

Полученные результаты по сравнительному коррозионному воздействию моющих растворов на материалы и покрытия, используемые в проточной части двигателей типа ВК-2500 и РД-33МК, приведены в таблице 2.

В результате проведенных коррозионных исследований визуально отмечено:

- отсутствие негативного коррозионного воздействия раствора ZOK-27 на исследованные материалы и покрытия (в том числе лакокрасочные), применяемые в ГВТ двигателей, а также на втулки из неметаллических материалов на лопатках НА как при выдержке в холодном растворе, так и в нагретом до 60°C 20%-м растворе;
- положительное защитное (консервирующее) действие состава ZOK-27 почти на все исследованные материалы и покрытия в условиях повышенной влажности как минимум на 10 суток. Исключение составляют необработанные неокрашенные детали магниевых сплавов, где отмечено слабое коррозионное воздействие, а также гальваническое никелевое покрытие с начальными признаками коррозии на рычагах ведущих;
- усиление коррозионного воздействия на никелевое покрытие на рычагах со сферами с покрытием АФКП при длительном нахождении в подогретых растворах ZOK-27, в том числе вблизи сфер и в контакте с ними, поэтому воздействие подогретого раствора ZOK-27 свыше 10–20 минут на рычаги со сферами с покрытием АФКП не рекомендуется;
- состав TSP-5050 оставляет на ряде покрытий (лакокрасочных, РПП, ЕР7) тонкую липкую пленку, которая, оставаясь без промывки в проточной части вентилятора и компрессора, может способствовать дальнейшему повышенному загрязнению ДСЕ;
- составы TSP-5050 и ПКР2А обладают повышенной коррозионной агрессивностью по воздействию на ряд металлов и покрытий уже в течение 1 часа (таблица 2). При выдержке в камере влажности коррозионное воздействие остатков данных составов на ряд широко применяемых в проточной части материалов усиливается, по сравнению с влажной атмосферой (таблица 2), поэтому без последующей промывки водой может привести к существенной коррозии некоторых ДСЕ при перерывах в работе двигателя, особенно в щелевых зазорах. Поскольку консервацион-

ным действием данные составы не обладают, то промывочное действие данных составов далее подробно не исследовалось;

- составы TSP-3030 и ПКР1А обладают гораздо меньшей коррозионной агрессивностью по воздействию на металлы и покрытия ГВТ в течение 1 часа (таблица 2), но более сильной по сравнению с ZOK-27, особенно в нагретом состоянии. При выдержке в камере влажности и в нагретых растворах составы TSP-3030 и ПКР1А и их остатки на сталях мартенситного класса вначале растворяют продукты поверхностной коррозии, а затем активизируют дальнейшую коррозию, т. е. при более длительном контакте коррозионное воздействие составов TSP-3030, ПКР1А и их остатков — отрицательно. Остатки составов (по сравнению с влажной атмосферой — таблица 2), могут привести к существенной коррозии металлических материалов или изменению поверхностного состояния защитных, уплотнительных и фреттингостойких материалов и покрытий (ВАП-2, ВПМСА, КНА, 20Б, АЛК, наружный слой покрытия СДП-1+ВСДП-20). Кроме того, выявлено негативное коррозионное воздействие состава ПКР1А на эмали ЭП-586 и КО-818К после эксплуатации;
- отсутствие консервационного действия на исследованные материалы составов TSP-3030 и ПКР1А, в отличие от информации поставщиков;
- отсутствие негативного коррозионного воздействия (более сильного, чем у раствора ZOK-27) холодного или горячего раствора ПКР2Н на исследованные детали и покрытия. Защитные свойства состава ПКР2Н сопоставимы с составом ZOK-27.

Также в исследованиях отмечалось, что состав ПКР2Н не разъедает эмали ЭП-586 и КО-818К после эксплуатации, не влияет на эмаль ЭП-140 и другие покрытия, но плохо отмывает имеющиеся поверхностные продукты коррозии на сталях мартенситного и аустенитного классов (вероятно, из-за щелочной реакции среды).

Для ряда ДСЕ (например, для покрытий после эксплуатации типа ВПМСА, ВАП-4 в покрытии АФКП, гальванический никель и др.) раствор ПКР2Н является даже более инертным, чем раствор ZOK-27, и может быть рекомендован к дальнейшему изучению промывочных свойств, отработке технологий промывки и получению промышленной партии раствора.

Тем не менее для радиопоглощающих покрытий РАН-1М+РАН-8 и РАН-2+РАН-8 разработки ИППЭ РАН, имеющих после промывок составом ПКР2Н пятна, рекомендуется проверка на подтверждение функциональных радиофизических свойств после промывки этим составом.

Сравнительное смывающее действие составов на ДСЕ, с наличием эксплуатационных загрязнений и/или коррозии, также оценивали визуально. Промывку ДСЕ проводили в ваннах методом окунания в растворы при комнатной температуре на 1 час, с последующей промывкой щетками, а также в ваннах с барботажем в нагретых до (40–60)°С растворах TSP-3030, ПКР1А, ПКР2Н и ZOK-27, в течение 1,0–1,5 часов, с последующей промывкой в проточной воде и сушкой. До достижения окончательного времени промывки производился промежуточный контроль.

В соответствии с рекомендациями ФГУП «ВИАМ» по промывке проточной части двигателей в эксплуатации, струйную промывку в лабораторных условиях, имитирующую промывку в эксплуатации, производили с помощью краскораспылителя, с подачей сжатого воздуха, соответствующего ГОСТ 9.010-80, при давлении 1,4–1,5 атм.

Спрямяющий аппарат с эмалью КО-818К двигателя ВК-2500 промывали в ультразвуковой установке FinnSonic, при частоте колебаний 18–20 кГц, в наиболее эффективном растворе ПКР2Н, подогретом до 50°C, в течение 15 минут, с последующей промывкой в проточной воде и сушкой.

Для оценки смывающего действия растворов струйным методом на специально нанесенные и выдержанные 1 час при температуре нагрева (\*Т нагрева с солью соответствует температурам эксплуатации ДСЕ) пригоревшие солевые отложения испытывались следующие ДСЕ:

- образцы с РПП РАН-1М+РАН-8 и РАН-2+РАН-8 (\*Т нагрева с солью 180°C);
- образцы с КНА, после испытаний на коррозионное воздействие (\*Т нагрева с солью 400°C);
- фрагменты кольца лабиринта из стали 11Х11Н2В2МФ-Ш с покрытием 20Б, после эксплуатации и очистки (\*Т нагрева с солью 400°C и 600°C);
- лопатки РК с покрытием СДП-1+ВСДП-20, после испытаний на коррозионное воздействие и промывки (\*Т нагрева с солью 400°C и 600°C);
- фрагменты спрямяющего аппарата с эмалью КО-818К, после эксплуатации (\*Т нагрева с солью 600°C);
- фрагменты трубопроводов двигателей ВК-2500, РД-33 и топливного коллектора двигателя ТВ7-117В, после эксплуатации или испытаний, частично промытые (\*Т нагрева с солью 400°C и 600°C);
- лопатки рабочие ТНД (из сплава ЖС6У-ВИ, с покрытием ВСДП-11 на пере), после испытаний двигателя (\*Т нагрева с солью 800°C).

Для нанесения струйным методом на нагретые до 150–250°C ДСЕ и последующей выдержки при \*Т нагрева использовался 3,5%-й раствор искусственной морской соли по СТП 1-595-5-312-95 [7].

Сравнительное смывающее действие моющих растворов в ванне, в том числе в горячей ванне с барботажем, приведено в таблице 2.

Результаты данных промывок, а также промывок струйным методом от природных и промышленных загрязнений, полученных в эксплуатации, включая результаты промывок от специально нанесенных солевых загрязнений после температурно-солевого воздействия, показали:

- наиболее эффективная очистка ДСЕ от солевых и эксплуатационных загрязнений в лабораторных условиях происходит при периодических повторяющихся промывках, с перерывами на смачивание и отмочание, в течение не менее 3 раз, при общей длительности струйных промывок не менее 1,5–2 минут. Процесс осуществлялся в несколько «проходов» струйной очистки, при длительности каждого периода («прохода») от 15 до 45 секунд, с промежуточными перерывами для контроля и «отмачивания» на воздухе в течение 5–7 минут. Общая продолжительность промывки составила 10–20 минут;

- солевые загрязнения, которые при налипании и дальнейшей работе вызвали коррозию покрытий или основного материала, а также высокотемпературные нагары полностью не может смыть ни один из промывочных растворов, ни при одном режиме промывки. При этом следы от солевых и других загрязнений могут остаться на различных материалах, включая РПП;
- промывочное действие составов ПКР2А и TSP-5050, судя по образцам с покрытием РПП, секторам НА с эмалью ЭП-586 или с покрытием EP-7, а также секторам спрямляющих аппаратов с эмалью КО-818К — удовлетворительное для промышленных загрязнений, и неудовлетворительное — для солевых загрязнений;
- промывочное действие растворов TSP-3030 и ZOK-27 на слабые поверхностные загрязнения примерно одинаково как в горячих растворах с механическим воздействием (щетками, барботажем раствора или струйной промывкой), так и при выдержке в холодных растворах. Возрастает коррозионная агрессивность состава TSP-3030 при промывке в горячем растворе;
- свойства состава ПКР1А не соответствуют представленным поставщиком, состав обладает неудовлетворительным смывающим действием. При струйной промывке при давлении 1,5 атм. и при промывке в горячем растворе 40–60°C в ванне с барботажем, состав ПКР1А отмыкает поверхностные эксплуатационные загрязнения в 2–3 раза дольше и существенно хуже, чем раствор ПКР2Н и ZOK-27. Из-за коррозионной агрессивности данного состава к дальнейшим испытаниям не рекомендуется;
- промывочное действие растворов ПКР2Н и ZOK-27 на слабые поверхностные загрязнения примерно одинаково как при выдержке в холодных растворах, в том числе с механическим воздействием (щетками), так и в горячих растворах, в том числе с барботажем. При струйной промывке в холодных растворах раствор ПКР2Н смывает лучше, в том числе солевые загрязнения;
- раствор ПКР2Н, как и ZOK-27, хорошо смачивает поверхности, но, в отличие от ZOK-27, более сильно пенится, что осложняет обработку ДСЕ при прекращении промывки (до 5 минут и более);
- состав ПКР2Н, как и ZOK-27, оставляет следы беловатого налета на поверхности деталей и обладает так же, как при промывках ZOK-27, некоторым защитным действием. При сушке обдувкой сжатым воздухом или при температуре более 100°C белый налет улетучивается;
- на РПП после температурно-солевого воздействия и промывок средством ПКР2Н остаются темные пятна, не совпадающие с солевым воздействием. Природа их возникновения (проявления) не понятна, поэтому требуется проверка функциональных свойств радиопоглощающих покрытий;
- солевые загрязнения, появившиеся при температуре до 400°C, состав ПКР2Н при комнатной температуре смывает при струйной промывке в лабораторных условиях при давлении около 1,5 атм. достаточно хорошо за 2–3 прохода (всего от 30 сек. до 1,5 минут). Следы коррозии по-



крытия или основного материала, налипшие при температуре 600°C, смывает частично;

- коррозионное и смывающее воздействие состава ПКР2Н сравнимо с ЗОК-27.

По результатам проведенных исследований сделан вывод о том, что защитные свойства состава ПКР2Н сопоставимы с составом ЗОК-27. Состав ПКР2Н обладает лучшим смывающим действием, сопоставимым с ЗОК-27, и может быть рекомендован для дальнейшей отработки технологии промывки на собранном двигателе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Петренчук О.П.* Экспериментальные исследования атмосферного аэрозоля. — Л.: Гидрометеиздат, 1979. — 264 с.
2. *Багерман А.З.* Обеспечение надежной эксплуатации газотурбинных двигателей в морских условиях. — Монография / ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. СПб., 2010. — 132 с., ил.
3. *Никитин В.И.* Коррозия и защита лопаток газовых турбин. — Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1987. — 272 с.
4. Проведение исследований коррозионного воздействия смывок А204В, А292НС-М, средства ЗОК-27 на типовые материалы отечественной авиационной техники. Отчет ФГУП «ВИАМ» по договору № 226-0-0 от 07.02.2000. — М., 2000. — 14 с.
5. Спецификации US MIL-PRF-85704, Type II, MIL-C-85704, Type II. Жидкость для промывки компрессоров и газотурбинных двигательных установок ЗОК-27 (Производитель McGeanRocho (UK) Ltd).
6. ОСТ1 90257-89. Детали и узлы авиационной техники в механических, сборочных цехах и в хранилищах готовых деталей. Межоперационная противокоррозионная защита. Приложение 2. — М., НПО «ВИАМ». — С. 25–30.
7. 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.

Таблица 1  
Лабораторная проверка физических свойств составов TSP-3030, TSP-5050, ПКР1А, ПКР2А, ПКР2Н, ЗОК-27

| Свойства  | Жидкость TSP-3030                               | Жидкость TSP-5050   | Состав ПКР1А  | Состав ПКР2А  | Состав ПКР2Н  | Состав ЗОК-27  | Методика                              |
|---|---|---|---|---|---|--|---------------------------------------|
| 1. Состав концентрата                                       | Негорючая смесь ПАВ и др. веществ в водном р-ре | Горючее в-во на основе органич. растворителя, ПАВ и спец. добавок | Негорючая смесь ПАВ, эфира гликоля и других в-в в водном р-ре | Негорючая смесь ПАВ, эфира гликоля и других в-в в водном р-ре | Негорючая смесь ПАВ, эфира гликоля и других в-в в водном р-ре | Негорючая смесь ПАВ, эмульгаторов и ингибиторов коррозии в водном р-ре | По данным производителя и лаборатории |
| 2. Опасность по ГОСТ 12.1.007-76                            | 4 кл.   | 3 кл. (канцероген)  | 4 кл.   | 4 кл.   | 4 кл.   | 4 кл.  |                                       |
| 3. Внешний вид и физическое состояние концентрата           | Цвет  | Зеленоватый цвет  | Бесцветная ж-ть   | Бесцветная ж-ть   | Бесцветная ж-ть   | Бесцветная ж-ть  | Визуально                             |
|   | Прозрачность                                    | Прозрачная ж-ть   | Прозрачная ж-ть   | Прозрачная ж-ть   | Прозрачная ж-ть   | Прозрачная ж-ть  | Органолептически                      |
| 4. Физическое состояние 20%-го р-ра в дистиллированной воде | Запах   | Неприятный сладковатый (тошнотворный)                             | Очень неприятный, характ. для ароматич. углеводородов         | Слабый неприятный технический                                 | Более резкий неприятный технический                           | Слабый неприятный технический  | Визуально                             |
|   | После растворения                               | Бесцветный, прозрачный, средний, средняя пена                     | Бесцветный, прозрачный, слабая пена                           | Бесцветный, прозрачный, слабая пена                           | Бесцветный, прозрачный, более сильная пена                    | Бесцветный, прозрачный, слабая пена                                    | Визуально                             |
| После нагрева до 40–60°С                                    | Через 24 часа                                   | Прозрачный, однородный  | Расслоение на белую и желтоватую фракции                      | Прозрачный, однородный  | Прозрачный, однородный  | Прозрачный, однородный   |                                       |
|   | После нагрева до 40–60°С                        | Прозрачный, однородный  | Расслоение на белую и желтоватую фракции                      | Прозрачный, однородный  | Прозрачный, однородный  | Прозрачный, однородный   |                                       |

| Свойства  | Жидкость ТSP-3030   | Жидкость ТSP-5050   | Состав ПКР1А  | Состав ПКР2А                               | Состав ПКР2Н  | Состав ZOK-27  | Методика                                   |
|---|---|---|---|--|---|--|--|
| 5. Аллергенное действие 20%-го раствора на персонал | Сильное (тошнота, головная боль, раздражение кожи)  | Очень сильное (отравления при вдыхании, головокружения, экземы) | Слабое  | Слабое                                     | Слабое  | Слабое   | Органолептически                           |
|   | 6. Отсутствие склонности к расслоению р-ра: // 20% состава, // 30% воды дистиллирован., // 50% спирта | При смешивании компонентов — помутнел и остался мутным          | Расслоение на мутную бело-желтую и более прозрачную фракции | Расслоение отсутствует. Раствор прозрачный | При смешивании компонентов — по-мутнел, через 24ч. — прозрачный | При смешивании компонентов — помутнел и остался мутным | Расслоение отсутствует. Раствор прозрачный |
| 7. Водородный показатель рН                         | Концентра<br>10%-го р-ра  | 8,9   | 4,15  | 11,0                                       | 8,75  | 7,35   | ГОСТ<br>22567.5                            |
|   | 20%-го р-ра   | 7,5<br>7,2<br>7,3   | 5,0   | 10,0                                       | 7,9   | 6,9  |  |
| 8. Плотность, г/см <sup>3</sup> ,                   | 1,00  | 0,97  | 1,00  | 1,03                                       | 1,01  | 1,01   | ГОСТ<br>18995.1                            |

Сравнительное коррозионное воздействие и смывающее действие (в ванне) моющих растворов

| Образцы или ДСЕ                                       | Покрытие | Метод испытаний         | Жидкость TSP-3030 | Жидкость TSP-5050 | ПКР1А (Р-р № 1)   | ПКР2А (Р-р № 2) | ПКР2Н (Р-р № 3)   | ЗОК-27  | Контр. (камера влажности или вода) |
|---|----------|-------------------------|-------------------|-------------------|---|-----------------|---|---|------------------------------------|
|   |          |                         |                   |                   |   |                 |   |   |                                    |
| Образцы из МЛ5 с покр. хим. окс. хром. необработанные |          | Метод 1 (1 час)         | —                 | —                 | Нет   | Есть            | Нет   | Нет   | Нет                                |
|   |          | Метод 2 (10 суток)      | —                 | —                 | Есть  | Есть сильное    | Есть слабое (светлые образцы), Есть, более сильное — темные образцы | Есть слабое   | Нет                                |
| Сплав МЛ5 не-обработанный                             |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Чистый  | —               | —   | После р-ра № 1  | Нет                                |
|   |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Есть (отд. точки)   | —               | —   | Нет   | Нет                                |
| Сплав МЛ5 с мех. обр.                                 |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Чистый, литейные дефекты и коррозионная пористость, после антикор. Р-ра | —               | —   | Чистый, литейная и корроз. пористость, после р-ра № 1 | Нет                                |
|   |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Нет   | —               | —   | Нет   | Нет                                |
| Корпус откати-вающих насосов изд. 78 в сборе          |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Чистый, отд. паразиты   | —               | —   | Отд. паразиты, после р-ра № 1                         | Нет                                |
|   |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Нет   | —               | —   | Нет   | Нет                                |
| Бронза БрОГр-10-2, латунь ЛС-59-1                     |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Чистые  | —               | —   | Чистые, после р-ра № 1                                | Нет                                |
|   |          | Промыв + 10 сут. влажн. | —                 | —                 | Есть (потемн. бронзы)   | —               | —   | Нет   | Нет                                |
| Сталь 30ХТСА с покр. Ц 3-5                            |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Есть (голубой налет)  | —               | —   | Нет (потемнение бронзы на уч-ках голубых пятен)       | Нет                                |
|   |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | —                 | Есть (потемн. бронзы)   | —               | —   | Уч-ки с отсутств. покр., после р-ра № 1               | Нет                                |
|   |          | Исх. сост 1 час, горяч. | —                 | Нет               | Есть-кorr. 30ХТСА   | —               | —   | Нет новой коррозии                                    | Нет                                |

Продолжение таблицы 2

| Образцы или ДСЕ  | Покрытые                 | Метод испытаний    | Жидкость TSP-3030  | Жидкость TSP-5050            | ПКР1А (Р-р № 1)         | ПКР2А (Р-р № 2) | ПКР2Н (Р-р № 3)                | ЗОК-27 | Контр. (камера влажности или вода) |  |
|--|--------------------------|--------------------|--|------------------------------|-------------------------|-----------------|--------------------------------|--------|------------------------------------|--|
|  |                          |                    |  |                              |                         |                 |                                |        |                                    | Наличие или отсутствие коррозионного воздействия |
|  |                          | Исх. сост          | Образцы с резиноподобным серым гладким покрытием, чистые |                              |                         |                 |                                |        |                                    |  |
| Образцы из сплава ОТ4-1 с радиопоглощающими покрытиями | РПП<br>РАН-1М +<br>РАН-8 | Метод 1 (1час)     | Нет  | Нет                          | Нет                     | Нет             | Нет                            | Нет    | Нет                                | —  |
|  |                          | Метод 2 (10 суток) | Нет  | Есть, слаб                   | Есть (визуальные пятна) | Нет             | Есть (слабые визуальные пятна) | Нет    | Нет                                | —  |
|  |                          | Исх. сост.         | Образцы с резиноподобным серым гладким покрытием, чистые |                              |                         |                 |                                |        |                                    |  |
|  | РПП<br>РАН-2 +<br>РАН-8  | Метод 1 (1час)     | Нет  | Нет                          | Нет                     | Нет             | Нет                            | Нет    | Нет                                | —  |
|  |                          | Метод 2 (10 суток) | Есть (визуал. пятна)                                     | Есть (визуал. пятна и блеск) | Есть (визуальные пятна) | Нет             | Есть слабые визуальные пятна   | Нет    | Нет                                | —  |

| Образцы или ДСЕ, состояние                                       | Материал, покрытие, исх. состояние | Метод испытаний    | Жидкость TSP-3030            | Жидкость TSP-5050 | ПКР1А (Р-р № 1) | ПКР2А (Р-р № 2) | ПКР2Н (Р-р № 3) | ZOK-27       | Контр. камера (камера влажности или вода) |  |
|--|------------------------------------|--------------------|------------------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------|---|--|
|  |                                    |                    |                              |                   |                 |                 |                 |              |   | Наличие или отсутствие коррозионного воздействия |
| Образцы из АЛК   | Композиц. мат-л АЛК                | Метод 1 (1 час)    | Есть (набухан.)              | Есть (набухан.)   |                 |                 |                 | Есть (слаб.) | Есть                                      |  |
|  |                                    | Метод 2 (10 суток) | Есть (набухан.)              | Есть (набухан.)   |                 |                 |                 | Есть (слаб.) | Есть                                      |  |
|  | Покр. КНА                          | Метод 1 (1 час)    | Нет                          | Есть              | Нет             | Есть            | Нет             | Нет          | Нет                                       |  |
|  |                                    | Метод 2 (10 суток) | Есть, слабое                 | Есть              | Есть            | Есть            | Нет             | Нет          | Есть, слабое                              |  |
| Образцы из стали 12Х18Н10Т с покрытием КНА (вновь изготовленные) | Исх. сост                          | Исх. сост          | После шлифовки, без Хим.Пас. |                   |                 |                 |                 |              |   |  |
|  |                                    | Метод 1 (1 час)    | Нет                          | Нет               | Нет             | Нет             | Нет             | Нет          | Нет                                       | Нет  |
|  | Покр. 20Б                          | Метод 2 (10 суток) | Нет                          | Нет               | Нет             | Есть, слабое    | Нет             | Нет          | Нет                                       | Нет  |
|  |                                    | Метод 1 (1 час)    | Нет                          | Есть              | Нет             | Нет             | Нет             | Нет          | Нет                                       | Нет  |
|  |                                    | Метод 2 (10 суток) | Нет                          | Есть              | Есть, слабое    | Есть            | Нет             | Нет          | Нет                                       | Есть   |
|  |                                    | Метод 1 (1 час)    | Нет                          | Нет               | Нет             | Нет             | Нет             | Нет          | Нет                                       | Нет  |
| Сталь ЭИ-962   | Метод 2 (10 суток)                 | Есть               | Нет                          | Есть, слабое      | Есть            | Есть            | Нет             | Нет          | Нет                                       |  |
|  | Метод 1 (1 час)                    | —                  | —                            | Нет               | Есть            | Есть            | Нет             | Нет          | Нет                                       |  |
| Алюм. сплав Д-20, покр. хим. окс., (вновь изготовл.)             | Покр. хим. окс., (вновь изготовл.) | Метод 2 (10 суток) | —                            | —                 | Есть, слабое    | Есть, сильное   | Нет             | Нет          | Есть                                      |  |
|  |                                    | Метод 1 (1 час)    | —                            | —                 | Есть, слабое    | Есть, сильное   | Нет             | Нет          | Есть                                      |  |

Продолжение таблицы 2

| Образцы или ДСЕ, состояние  | Материал, покрытие, исх. состояние             | Метод испытаний    | Жидкость TSP-3030 | Жидкость TSP-5050             | ПКР1А (Р-р № 1) | ПКР2А (Р-р № 2) | ПКР2Н (Р-р № 3) | ЗОК-27 | Контр. (камера влажности или вода) |
|---|--|--------------------|-------------------|-------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------|------------------------------------|
|   |  |                    |                   |                               |                 |                 |                 |        |                                    |
| Обойма вту-<br>ренняя НА № 1<br>изд. 78, с шпат-<br>левкой (после<br>ремонта) | Шпатлевка ЭП-<br>0020                          | Метод 1 (1 час)    | Нет               | Нет (ви-<br>зуальн.<br>пятна) | —               | —               | —               | Нет    | Нет (визу-<br>альн. пятна)         |
|   |  | Метод 2 (10 суток) | Нет               | Нет (виз.<br>пятна)           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | Метод 1 (1 час)    | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | —      | Нет                                |
| Алюм. сплав<br>АК4-1  | Покр. ан. окс. тв.                             | Метод 2 (10 суток) | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | Метод 1 (1 час)    | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
| Болты М6 х 22<br>кадмированные<br>из ЭИ961-Ш<br>(вновь изго-<br>товл.)        | Покр. Кл9. хр<br>вновь нанесенное<br>ст.ЭИ-961 | Метод 1 (1 час)    | —                 | —                             | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | Метод 2 (10 суток) | —                 | —                             | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | Метод 1 (1 час)    | —                 | —                             | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
| НА № 5-7 изд.<br>78 после экс-<br>плуатации, с за-<br>грязнениями             | Покр. эмаль ЭП-<br>586<br>ст. ПХ1П2В2МФ        | Метод 2 (10 суток) | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | Метод 1 (1 час)    | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | 1 час горяч        | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
| припой ПСр50<br>(галтель с корр.)   | припой ПСр50<br>(галтель с корр.)              | Метод 2 (10 суток) | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | 1 час горяч        | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |
|   |  | 1 час горяч        | Нет               | Нет                           | —               | —               | —               | Нет    | Нет                                |

| Образцы или ДСЕ, состояние  | Материал, покрытие, исх. состояние                  | Метод испытаний    | Жидкость TSP-3030          | Жидкость TSP-5050          | ПКР1А (Р-р № 1)            | ПКР2А (Р-р № 2)      | ПКР2Н (Р-р № 3)  | ZOK-27               | Контр. (камера влажности или вода) |  |
|---|---|--------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------|------------------|----------------------|------------------------------------|--|
|   |   |                    |                            |                            |                            |                      |                  |                      |                                    | Наличие или отсутствие коррозионного воздействия |
| Лопатки НА № 1 изд. 78, ВАП-2 на цапфах, без рычага, после ремонта  | Покр. ВАП-2 новое, гладкое, без износа              | Метод 1 (1 час)    | Нет                        | Нет                        | Нет                        | Есть                 | Нет              | Нет                  | Нет                                |  |
|   |   | Метод 2 (10 суток) | Есть, измен. Шероховат.    | Есть, измен. Шероховат.    | Есть, изменение шероховат. | Есть                 | Нет              | Нет                  | Нет                                |  |
|   | ВТ3-1, чистые, светлые, полированные                | Метод 1 (1 час)    | Нет                        | Нет, увел. блеска          | Радужн. разводы            | Нет                  | Нет              | Нет                  | Нет                                | Нет  |
|   |   | Метод 2 (10 суток) | Радужные разводы           | Радужные разводы           | Нет                        | Нет                  | Нет              | Нет                  | Нет                                | Нет  |
| Лопатки НА № 1. Лопатки НА2 изд. 88, без рычага, после эксплуатации | Покрытие на цапфе ВАП-2, с износом (30–50%)         | Метод 1 (1 час)    | Есть, изменение шероховат. | Нет, отчист.               | Нет                        | Есть                 | Нет              | Нет                  | Нет                                |  |
|   |   | Метод 2 (10 суток) | Нет                        | Есть, изменение шероховат. | Есть, набухание            | Есть                 | Нет              | Нет                  | Нет                                |  |
|   | ВТ8-М, после экспл., темно-золотист. цвета, грязные | Метод 1 (1 час)    | Нет                        | Нет, отчист.               | Лопатки отчист. от грязи   | Отчисти-лись         | Отчисти-лись     | Отчисти-лись         | Мало очист.                        | Нет  |
|   |   | Метод 2 (10 суток) | Нет, отчист                | Нет, отчист                | Очистка продолжилась       | Очистка продолжилась | Очистка продолж. | Очистка продолжилась | Мало очист.                        | Нет  |



Продолжение таблицы 2

| Образцы или ДСЕ, состояние                                      | Материал, покрытие, исх. состояние                | Метод испытаний     | Жидкость ТSP-3030   | Жидкость ТSP-5050 | ПКР1А (Р-р № 1)                       | ПКР2А (Р-р № 2)                    | ПКР2Н (Р-р № 3) | ЗОК-27                    | Контр. (камера влажности или вода) |  |
|---|---|---------------------|---------------------|-------------------|---------------------------------------|------------------------------------|-----------------|---------------------------|------------------------------------|--|
|   |   |                     |                     |                   |                                       |                                    |                 |                           |                                    | Наличие или отсутствие коррозионного воздействия |
| Палыцы изд. 42  | Покр. СДП-1 + СФ новое                            | Метод 1 (1 час)     | —                   | —                 | Нет                                   | Нет                                | Нет             | Нет                       | Нет                                | Нет  |
|   |   | Метод 2 (10 суток)  | —                   | —                 | Нет                                   | Нет                                | Нет             | Нет                       | Нет                                | Нет  |
|   | Покр. СДП-1+СФ с износом, после экспл.            | Метод 1 (1 час)     | —                   | —                 | Нет                                   | Нет                                | Нет             | Нет                       | Нет                                | Нет  |
|   |   | Метод 2 (10 суток)  | —                   | —                 | Нет                                   | Нет                                | Нет             | Нет                       | Нет                                | Нет  |
| Кольцо 88 изд. с уплотнением УМК (после эксплуатации, промытые) | Сталь 30Х13 после эксплуатации, фреттинг-коррозия | Метод 1 (1 час)     | —                   | —                 | Отмывка от продукт. фреттинг-коррозии | Очистка от грязи и прод. фреттинга | Нет             | Нет                       | Нет                                | Нет  |
|   |   | Метод 2 (10 суток)  | —                   | —                 | Есть, значит.                         | Есть, то-чечн. корр.               | Нет             | Нет                       | Есть, значит.                      |  |
|   | Уплотнение УМК                                    | Метод 1 (1 час)     | Нет                 | Нет               | —                                     | —                                  | —               | —                         | Нет                                | Нет  |
|   |   | Метод 2 (10 суток)  | Нет                 | Нет               | —                                     | —                                  | —               | —                         | Нет                                | Нет  |
| Сталь 15Х16К5Н2МВФЛБ с фреттинг-корр.                           | Метод 1 (1 час)                                   | Есть (слаб. корр.)  | Есть (слаб. корр.)  | —                 | —                                     | —                                  | —               | Нет                       | Есть (слаб. корр.)                 |  |
|   | Метод 2 (10 суток)                                | Есть (сильн. корр.) | Есть (сильн. корр.) | —                 | —                                     | —                                  | —               | Есть (оч. слаб. на фретт) | Есть (сильн. корр.)                |  |

| Образцы или ДСЕ, состояние  | Материал, покрытие, исх. состояние                   | Метод испытаний             | Жидкость TSP-3030        | Жидкость TSP-5050            | ПКР1А (Р-р № 1)           | ПКР2А (Р-р № 2) | ПКР2Н (Р-р № 3) | ZOK-27      | Контр. (камера влажности или вода) |
|---|--|-----------------------------|--------------------------|------------------------------|---------------------------|-----------------|-----------------|-------------|------------------------------------|
|   |  |                             |                          |                              |                           |                 |                 |             |                                    |
| Трубопроводы изд. 78, изд. 65   | Ст. 12Х18Н10Т, Х18Н9Л                                | 1 час горячий               | Есть, отчист.            | Есть, отчист.                | Нет                       | —               | Нет             | нет, не отм | Нет                                |
|   | Ст. ЭИ-961   | 1 ч горячий                 | Есть, отчист.            | Есть, отчист.                | Нет, отм. от корр.        | —               | Нет             | Нет         | Нет                                |
|   | Припой ВПр-1   | 1 ч горячий                 | Есть, не отч.            | Есть, не отч.                | Есть (красноват. цв       | —               | Нет             | Нет, не отм | Нет                                |
| Рычаги со сферами изд. 78, сферы из 95Х18/6/п, после эксплуатации и ремонта | Покрывтие хим. Н9 (вновь нанесенное или после экпл.) | Метод 1 (1 час)             | Нет                      | —                            | Нет                       | Нет             | Нет             | Нет         | Нет                                |
|   |  | Метод 2 (10 суток)          | Нет                      | —                            | Нет                       | Нет             | Нет             | Нет         | Нет                                |
|   | Сталь ЭИ961-Л (с коррозией)                          | 1 час горячий (после экпл.) | Нет                      | —                            | —                         | —               | —               | Нет         | Нет                                |
|   |  | Метод 1 (1 час)             | Нет, рычаг отчист.       | —                            | Нет, корр. точки очистки. | Нет             | Нет             | Нет         | Нет                                |
| Сталь 95Х18 с электрополировкой (после экпл.)                               | Метод 2 (10 суток)                                   | Метод 2 (10 суток)          | Есть, питтинг. корр      | —                            | Есть (сильн. корр.)       | Нет             | Нет             | Нет         | Есть                               |
|   |  | 1 час горячий               | Есть, рычаг отчист. пилт | —                            | —                         | —               | Нет             | Нет         | Нет, отчист.                       |
|   | Метод 1 (1 час)                                      | Нет                         | —                        | Нет, корр. точки отчистились | Нет                       | Нет             | Нет             | Нет         | Нет                                |
| Метод 2 (10 суток)  | 1 час горячий  | Метод 2 (10 суток)          | Нет                      | —                            | Есть коррозия             | Нет             | Нет             | Нет         | Нет                                |
|   |  | 1 час горячий               | Нет                      | —                            | —                         | —               | Нет             | Нет         | Нет                                |



| Образцы или ДСЕ, состояние  | Материал, покрытие, исх. состояние                                   | Метод испытаний            | Жидкость TSP-3030 | Жидкость TSP-5050 | ПКР1А (Р-р № 1) | ПКР2А (Р-р № 2) | ПКР2Н (Р-р № 3) | ZOK-27               | Контр. (камера влажности или вода) |  |
|---|--|----------------------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------------|------------------------------------|--|
|   |  |                            |                   |                   |                 |                 |                 |                      |                                    | Наличие или отсутствие коррозионного воздействия |
| Втулки изл. 88 на лопатках НА (последние эксл.)   | Антифр. композ. мат-л АКМ-97 на осн. лака ФБФ-74Д по инстр. H28Ип153 | Метод 1 (1 час)            | —                 | —                 | Нет             | Нет             | Нет             | Нет                  | Нет                                |  |
|   |  | Метод 2 (10 суток)         | —                 | —                 | Нет             | Нет             | Нет             | Нет                  | Нет                                |  |
| Втулки изл. 78 на цапфе лопаток НА № 1—4  | Немет. мат-л СФ-40-1 (послед. эксл.) по инстр. ОМТУ 28-1             | 1 час (горячий)            | Нет, отчист.      | —                 | —               | —               | —               | Нет, отчист.         | Нет, грязн.                        |  |
|   |  | Горяч + Метод 2 (10 суток) | Нет, отчист.      | —                 | —               | —               | —               | Нет, отчист.         | Нет, грязн.                        |  |
| Лопатки РК № 4<br>Лоп. РК № 5<br>Лоп. РК № 6<br>Лопатки РК № 7 изл. 42 (послед. эксплуатация и испытаний, промьтые) | покр. СДП-1 + ВСДП-20, (на пере и полке), с износом                  | Метод 1 (1 час)            | Нет, отчист.      | Есть (виз. пятна) | Нет             | Есть            | Нет             | Нет                  | Нет                                |  |
|   |  | Метод 2 (10 суток)         | Нет, отчист.      | Нет, отчист.      | Есть (слабое)   | Есть            | Нет             | Нет                  | Нет                                |  |
|   | Покр. ВМПСА (на хвостовике)  | Метод 1 (1 час)            | Есть              | Есть              | Есть            | Есть            | Нет             | Нет                  | Нет                                |  |
|   |  | Метод 2 (10 суток)         | Есть              | Есть              | Есть            | Есть            | Нет             | Нет                  | Нет (покр. светлое)                |  |
|   | Сталь ЭП-866 (15Х16К5Н2МВФАБ на пере в забойках)                     | Метод 1 (1 час)            | Нет               | Нет               | Нет             | Нет             | Нет             | Нет                  | Нет                                | Нет  |
|   |  | Метод 2 (10 суток)         | Нет               | Нет               | Нет             | Нет             | Нет             | Нет                  | Нет                                | Нет  |
| Сталь ЭП-866 (15Х16К5Н2МВФАБ-Ш на полке с коррозией)  | Сталь ЭП-866 (15Х16К5Н2МВФАБ-Ш на полке с коррозией)                 | Метод 1 (1 час)            | Есть (сильн.)     | —                 | Есть            | Есть            | Нет             | Есть (слаб., на РК7) | Есть                               |  |
|   |  | Метод 2 (10 суток)         | Есть (сильн.)     | —                 | Есть            | Есть            | Нет             | Есть (слаб., на РК7) | Есть                               |  |

Продолжение таблицы 2

| Образцы или ДСЕ, состояние   | Материал, покрытие, исх. состояние                         | Метод испытаний    | Жидкость TSP-3030  | Жидкость TSP-5050           | ПКР1А (Р-р № 1)    | ПКР2А (Р-р № 2)    | ПКР2Н (Р-р № 3) | ZOK-27         | Контр. (камера влажности или вода) |
|--|--|--------------------|--------------------|-----------------------------|--------------------|--------------------|-----------------|----------------|------------------------------------|
|  |  |                    |                    |                             |                    |                    |                 |                |                                    |
| Спрямо-ляющий аппарат изд. 42 с покрытием  | Покр. эмаль КО-818К, после экпл., с загрязнениями, износом | Метод 1 (1 час)    | Нет, отчист.       | Нет, отчист, блеск. пленк.  | Нет                | Нет (отмывка хор.) | Нет (отмывка)   | Нет (отмывка)  | Нет                                |
|  |  | Метод 2 (10 суток) | Нет                | Нет, рыж. нал.              | Есть (не сильн.)   | Есть (отмывка)     | Нет (отмывка)   | Нет (отмывка)  | Нет                                |
| Эмалью КО-818К, (сектора по 2-4 лопатки) после эксплуатации, с загрязнениями и забойнами | Сталь 11Х11Н2В2МФ-Ш (обойма)                               | Метод 1 (1 час)    | Нет, отчист        | Нет, отчист                 | нет                | Нет (отмывка)      | Есть (слабая)   | Нет            | Нет                                |
|  |  | Метод 2 (10 суток) | Есть, корр. у швов | Есть (сильная, отмыв. Хуже) | Есть (сильная)     | Есть               | Есть (слабая)   | Есть (отмывка) | Есть (оч. слабая, лок.)            |
| Сплав ХН50МВТЮБ-ВИ (лопатки)   |  | Метод 1 (1 час)    | Нет                | Нет                         | Нет (отмывка хуже) | Нет                | Нет (+отмывка)  | Нет            | Нет                                |
|  |  | Метод 2 (10 суток) | Нет                | Нет                         | Нет                | Нет                | Нет             | Нет            | Нет                                |

*Д.А. Иванов<sup>1</sup>, О.Н. Засухин<sup>2</sup>*

*<sup>1</sup> Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации*

*<sup>2</sup> Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»*

*им. Д.Ф. Устинова*

*ivanov.denis.71@mail.ru, komdep@bstu.spb.su*

## **ПОВЫШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ИЗДЕЛИЙ ИЗ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ ОБРАБОТКОЙ ПУЛЬСИРУЮЩИМИ ГАЗОВЫМИ ПОТОКАМИ**

Актуальной является задача по разработке экономичных и экологически чистых способов закалки, способных обеспечить сочетание высокой закалочной твердости с меньшими, чем при стандартной закалке, закалочными напряжениями и деформациями. Решение поставленной задачи достигается тем, что изделие закаливают в пульсирующем воздушном потоке и осуществляют дальнейшую обработку пульсирующим воздушным потоком (газоимпульсную обработку) закаленного изделия.

Получен технический результат, а именно повышена производительность путем объединения закалки и обработки пульсирующим воздушным потоком, при сочетании высокой закалочной твердости с меньшими, чем при стандартной закалке, закалочными напряжениями и деформациями.

Перед исследованием была поставлена задача повысить значения показателей надежности металлических изделий, подвергаемых газоимпульсной обработке, вне зависимости от направления эксплуатационного нагружения.

Решение поставленной задачи достигается тем, что изделия обрабатывают пульсирующим газовым потоком последовательно в двух или более направлениях, до обеспечения изотропии свойств относительно направлений испытываемых эксплуатационных нагружений.

Известно положительное влияние на конструктивную прочность металлических материалов и изделий, в том числе элементов конструкций авиационной техники, воздействия нестационарными газовыми потоками (газоимпульсной обработки) [1–9].

Вместе с тем нуждаются в уточнении оптимальные режимы подобной обработки, включая оптимальные амплитудно-частотные характеристики воздействующего на металлические изделия и заготовки газового потока, продолжительность воздействия, а также положение изделия в потоке, обеспечивающее наилучший результат, в том числе с учетом направления эксплуатационной нагрузки.

При закалке сталей закалочная среда должна, прежде всего, обеспечивать высокую твердость. С другой стороны, режим охлаждения должен быть таким, чтобы исключить возникновение значительных закалочных напряжений, приводящих к деформации изделия и образованию закалочных трещин.

Существующие закалочные среды лишь в большей или меньшей степени соответствуют вышеприведенным требованиям, также не все они являются экономичными и экологичными.

Актуальной является задача по разработке экономичных и экологически чистых способов закалки, способных обеспечить сочетание высокой закалочной твердости с меньшими, чем при стандартной закалке, закалочными напряжениями и деформациями.

Ранее авторами был разработан способ термической обработки конструкционных сталей на высокопрочное состояние [9], в соответствии с которым конструкционные стали подвергают стандартной для сталей данных марок закалке на мартенсит с последующим воздействием на них пульсирующего дозвукового воздушного потока, имеющего частоту 1130–2100 Гц и звуковое давление 120–140 дБ при комнатной температуре, инициирующего процессы, аналогичные происходящим в закаленной стали при низком отпуске.

Недостатком данного способа является разделение операций закалки и обработки пульсирующим воздушным потоком, снижающее производительность, а также использование стандартных закалочных сред, не обеспечивающих получение высокой твердости без сопутствующих закалочных напряжений и деформаций.

Перед исследованием была поставлена задача повысить производительность путем объединения закалки и обработки пульсирующим воздушным потоком, при сочетании высокой закалочной твердости с меньшими, чем при стандартной закалке, закалочными напряжениями и деформациями.

Решение задачи осуществляется следующим образом: конструкционные стали подвергают закалке на мартенсит в пульсирующем воздушном потоке, имеющем частоту до 2300 Гц и звуковое давление до 145 дБ, обеспечивающем скорость охлаждения выше критической скорости закалки и сглаживание за счет пульсаций пиков закалочных напряжений, уменьшая тем самым деформацию при закалке, а также последующему воздействию на них в течение 10–15 минут пульсирующего дозвукового воздушного потока, имеющего частоту 1130–2100 Гц и звуковое давление 120–140 дБ, при комнатной температуре, оказывающего комплексное влияние на метастабильную структуру мартенсита закаленной стали и способствующего протеканию в ней процессов, аналогичных превращениям при низком отпуске, вызывая при этом более значительное, чем при низком отпуске, снижение остаточных напряжений. При этом закалка и последующее воздействие на закаленную сталь пульсирующего воздушного потока осуществляется за одну операцию, без перемещения обрабатываемого изделия.

Импульсное воздействие воздушного потока в процессе мартенситного превращения аустенита увеличивает количество центров образования новой фазы, повышая дисперсность мартенсита.

Увеличение дисперсности мартенсита в результате закалки в пульсирующем воздушном потоке обеспечивает стали более высокую твердость в сравнении с закалкой в стандартных средах при той же скорости закалочного охлаждения. Повышение дисперсности мартенсита способствует увеличению дисперсности продуктов его распада, инициированного последующим воздействием пульсирующего дозвукового воздушного потока, результатом которого также является рост подвижности дислокаций в сталях, а также релаксация остаточных микронапряжений, что обеспечивает рост ударной вязкости и пластичности без снижения прочности.

Так, в случае конструкционной легированной стали 40X закалка осуществлялась с температуры 860°C в пульсирующем воздушном потоке, обладающем скоростью около 250 м/с, которая позволила обеспечить скорость охлаждения образцов выше критической скорости закалки. Уровень звукового давления составлял 140 дБ. Образцы при закалке располагались параллельно щели сопла (поперек истекающей струи). Последующее воздействие на закаленную сталь пульсирующего воздушного потока, призванное вызвать в ней процессы, соответствующие протекающим при низком отпуске, осуществлялось за одну операцию, без перемещения обрабатываемого изделия, в течение 15 минут. При этом отсутствие потребности дальнейшего обеспечения высокой скорости охлаждения, а стало быть, и скорости воздушного потока, позволило снизить избыточное давление на треть, обеспечив экономию воздуха. Уровень звукового давления составлял 130 дБ. Направление обдува совпадало с направлением статического и динамического нагружения при механических испытаниях.

В таблице 1 приведены сравнительные механические свойства стали 40X после таких обработок, как стандартная закалка, закалка в пульсирующем воздушном потоке с последующим обдувом закаленного образца в течение 15 мин., стандартная закалка и стандартный отпуск 200° 1,5 ч. Твердость стали после газоимпульсной обработки составила 53–54 единицы HRC, при этом ударная вязкость KCU достигала значения 1,1 МДж/м<sup>2</sup> благодаря ультрадисперсной мартенситной структуре в результате закалки в пульсирующем газовом потоке и снятию закалочных напряжений при последующем обдуве (которые, судя по практически отсутствующей закалочной деформации, изначально могли быть существенно меньше, чем при стандартной закалке).

Приведенные данные демонстрируют, что пластические свойства у образцов, обработанных по экспериментальной технологии, не уступают соответствующим свойствам после стандартных закалки и отпуска, а прочностные их превышают.

Таблица 1

**Механические свойства стали 40X после закалки без отпуска, закалки в пульсирующем газовом потоке с последующей газоимпульсной обработкой закаленной стали в течение 15 мин. и закалки с последующим отпуском при температуре 200°C продолжительностью 1,5 ч.**

| Обработка  | $\sigma_s$ , МПа | $\sigma_{0,2}$ , МПа | KCU, МДж/м <sup>2</sup> | $\delta$ , % | HRC   |
|--|------------------|----------------------|-------------------------|--------------|-------|
| Закалка  | 585              | —                    | 0,0125                  | 0            | 54–55 |
| Закалка и обдув закаленной стали в пульсирующем газовом потоке.<br>Направление обдува совпадает с направлением статического и динамического нагружения | 1983             | 1640                 | 1,1                     | 3            | 53–54 |
| Закалка и отпуск 200°C 1,5 ч.  | 1800             | 1543                 | 0,2                     | 3            | 50–51 |



Таким образом получен технический результат, а именно повышена производительность путем объединения закалки и обработки пульсирующим воздушным потоком, при сочетании высокой закалочной твердости с меньшими, чем при стандартной закалке, закалочными напряжениями и деформациями.

Применение воздействия нестационарных газовых потоков может существенно повысить конструктивную прочность деталей машин и других изделий, изготовленных из конструкционных металлических материалов традиционных марок.

Механические волны, возникающие в металлическом изделии при воздействии на него пульсирующим газовым потоком, способны оказать значительное влияние на подвижность дислокаций, напряженное состояние, а стало быть, и механические свойства материала детали.

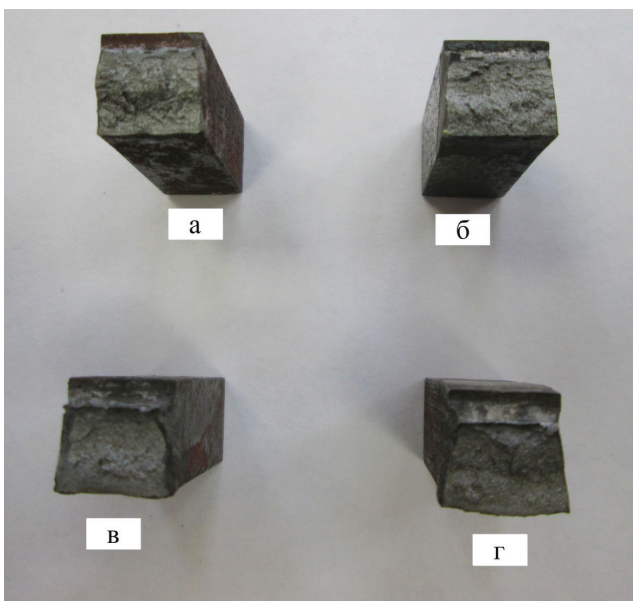
Вместе с тем при упрочнении стандартно термообработанных металлических изделий с использованием газовых потоков необходимо ориентировать обрабатываемое изделие относительно воздействующего потока с учетом направления будущих рабочих нагрузок. Устранение возникающей при этом в изделии анизотропии механических свойств будет способствовать дальнейшему повышению его эксплуатационной стойкости.

Перед исследованием была поставлена задача повысить значения показателей надежности металлических изделий, подвергаемых газоимпульсной обработке, вне зависимости от направления эксплуатационного нагружения.

Решение поставленной задачи достигается тем, что стандартно термообработанные изделия размещают на выходе из успокоительной камеры установки, генерирующей колебания параметров газового потока, и обрабатывают пульсирующим газовым потоком при комнатной температуре последовательно в двух или более направлениях, до обеспечения изотропии свойств относительно направлений испытываемых эксплуатационных нагружений. Обработка изделия пульсирующим газовым потоком в одном направлении составляет 10–20 минут. Суммарная продолжительность обработки зависит от геометрических параметров изделия и условий его эксплуатации.

В случае изделий из стандартно нормализованной стали 40, обработанных пульсирующим газовым потоком, обладающим частотой порядка 900 Гц и звуковым давлением до 130 дБ, последовательно в продольном и поперечном направлении, значение показателей ударной вязкости благодаря воздействию механических волн, генерируемых в изделии пульсациями газового потока на дислокационную структуру стали, для этих направлений одинаковы и на 23% превышают максимальные значения, полученные при односторонней обработке, повышая тем самым надежность стальных изделий как в продольном, так и в поперечном направлении.

В таблице 2 приведены свойства нормализованной стали 40 в зависимости от направления обработки пульсирующим газовым потоком, а на фотографиях (рис. 1) изломы ударных образцов (Менаже), демонстрирующие значительную пластическую деформацию, предшествовавшую разрушению, у образцов, распологавшихся поперек газового потока (рис. 1 в), а также вдоль и поперек потока (рис. 1 г).



**Рис. 1.** Сталь 40, газоимпульсная обработка после нормализации.  
 Вид изломов ударных образцов в зависимости от размещения ударного образца относительно пульсирующего воздушного потока  
 а — без обдува (КСУ 0,8 МДж/м<sup>2</sup>), б — вдоль потока (КСУ 0,725 МДж/м<sup>2</sup>),  
 в — поперек потока (КСУ 1,225 МДж/м<sup>2</sup>), г — вдоль и поперек (КСУ 1,725 МДж/м<sup>2</sup>)

Таблица 2

**Сталь 40, нормализация. Значения показателей ударной вязкости в зависимости от направления газоимпульсной обработки**

| Ударная вязкость в зависимости от направления газоимпульсной обработки, КСУ, МДж/м <sup>2</sup> |  |   |   |
|---|--|---|---|
| Без обработки   | Направление обдува совпадает с направлением динамического нагружения | Направление обдува перпендикулярно направлению динамического нагружения | Обдув в продольном и поперечном направлении |
| 0,8   | 1,225  | 0,725   | 1,725                                       |

В таблице 3 приведены значения показателей механических свойств холоднокатаной стали 40, подвергнутой газоимпульсной обработке последовательно в продольном и поперечном направлении длительностью по 15 минут с одинаковыми и аналогичными предыдущему испытанию амплитудно-частотными характеристиками. Полученные механические свойства одинаковы как в продольном, так и в поперечном направлении, превышая при этом значения соответствующих механических свойств необработанной пульсирующим газовым потоком стали.

**Сталь 40, холодный прокат.**  
**Механические свойства полученные в результате сочетания продольного  
и поперечного обдува и свойства необработанной стали**

| Направление обдува                          | $\sigma_s$ , МПа | $\sigma_{0,2}$ , МПа | KCU, МДж/м <sup>2</sup> | $\delta$ , % | $\Psi$ , % | HRC   |
|---|------------------|----------------------|-------------------------|--------------|------------|-------|
| Без обдува                                  | 559              | 306                  | 0,7                     | 29,7         | 64         | 18–20 |
| Обдув в продольном и поперечном направлении | 570              | 319                  | 0,825                   | 30,3         | 66         | 18–20 |

Таким образом в результате исследования был получен технический результат, а именно: повысить значения показателей надежности конструкционных металлических материалов и изделий из них вне зависимости от направления эксплуатационного нагружения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных сталей путем импульсного воздействия при отпускном охлаждении // Двигателестроение. — 2005. № 4. — С. 30–32.
2. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Газоимпульсная обработка машиностроительных материалов без предварительного нагрева // Двигателестроение. — 2010. № 2. — С. 20–22.
3. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // Двигателестроение. — 2012. № 3. — С. 12–15.
4. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей // Двигателестроение. — 2014. № 3. — С. 34–36.
5. *Иванов Д.А.* Воздействие газоимпульсной обработки на структуру и механические свойства нормализуемых сталей // Техничко-технологические проблемы сервиса. — 2013. № 3. — С. 19–22.
6. *Булычев А.В., Иванов Д.А.* Воздействие газоимпульсной обработки на структуру, свойства и напряженное состояние металлических изделий // Технология металлов. — 2013. № 11. — С. 30–33.
7. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Использование пульсирующего дозвукового газового потока для повышения эксплуатационных свойств металлических изделий // Технология металлов. — 2015. № 1. — С. 34–38.
8. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Повышение коррозионной стойкости конструкционных сталей газоимпульсной обработкой // Технология металлов. — 2015. № 10. — С. 27–31.
9. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Способ термической обработки конструкционных сталей на высокопрочное состояние // Патент России № 2506320. 2014. Бюл. № 4.

## СПЕЦИФИКА РАЗВИТИЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ В РАБОЧИХ И СОПЛОВЫХ ЛОПАТКАХ АГТД

В современных авиационных двигателях многие детали работают в условиях высоких температур, агрессивных сред и многократных теплосмен, что вызывает их разрушение вследствие термической усталости. Настоящая работа посвящена анализу особенностей развития термической усталости в деталях (сопловые и рабочие лопатки турбины) в отличие от развития разрушения в образцах при термоциклических испытаниях. Рассмотрен вопрос о целесообразности использования теплозащитных покрытий для лопаток турбин, как средства, влияющего на протекание деформации в лопатках. Работа основана на данных экспериментального исследования имитаторов сопловых лопаток и на принципах металлофизического подхода к проблеме термической усталости.

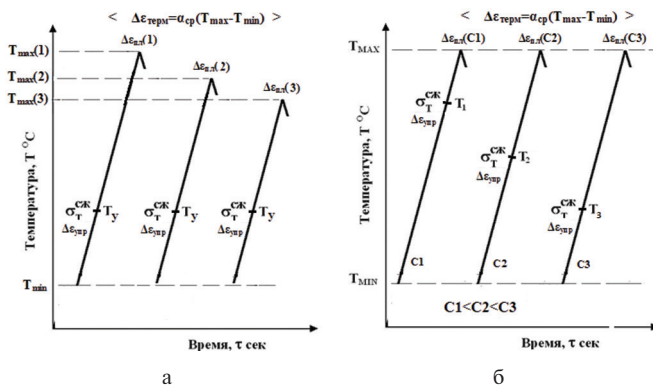
*Ключевые слова:* термическая усталость, теплозащитные покрытия, термоциклические испытания, трещины термической усталости.

### Введение

Ряд деталей АГТД в процессе работы подвергается воздействию периодических теплосмен. Многократные циклические нагревы-охлаждения деталей за период работы АГТД приводят к образованию в них трещин термоусталостной природы, что весьма характерно для сопловых и рабочих лопаток АГТД. Так, за период одного рабочего цикла лопаток (выход на рабочий режим, работа на режиме, переход на другой режим) число теплосмен может составлять 10–10<sup>2</sup> циклов. Неравномерность распределения температуры и нестационарность температурных градиентов на пере лопаток вызывают в них локальное стеснение свободной термической деформации  $\epsilon_0$ , которое компенсируется упругой и пластической деформацией материала ( $\Delta\epsilon = \epsilon_{упр} + \epsilon_{пл}$ ). Вследствие возникающей деформации в циклах нагрева и охлаждения происходят необратимые изменения субструктуры и свойств материала, которые благоприятствуют зарождению и развитию трещин усталостной природы и, как результат, преждевременному разрушению конструкций [1; 2].

Многочисленные предпринятые в прошлые годы исследования термической усталости (ТУ) преследовали преимущественно цель определить и сравнить сопротивление различных конструкционных материалов термической усталости — разрушению при циклических нагревах. Однако вопрос о физической природе явления все время оставался без внимания и сущность процессов, управляющих развитием ТУ, не выяснена до сих пор. Установленная Л.Ф. Коффиным [3] экспериментально связь долговечности  $N$  (число термических циклов до разрушения) с величиной пластической деформации в цикле  $\epsilon_{пл}$ , имеющая вид  $\epsilon_{пл} N^{1/3} = const$ , легла в основу метода термоциклических испытаний (ТЦ), который состоит в выполнении циклических нагревов стесненных образцов с изменением от одного испытания к другому величины  $\epsilon_{пл}$  различными спо-

собами (рис. 1) с последующим построением кривых термической усталости — зависимостей вида  $N$  от  $\varepsilon_{пл}$ . Варьирование  $\varepsilon_{пл}$  принято осуществлять, изменяя термический диапазон цикла (рис. 1 а) [3] — максимальную  $T_{max}$  или минимальную температуру  $T_{min}$  и тем самым  $\Delta T = T_{max} - T_{min}$  и  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{упр} + \varepsilon_{пл} = \alpha_{ср}\Delta T$  ( $\alpha_{ср}$  — средний в диапазоне нагрева  $\Delta T$  коэффициент термического расширения материала) либо варьируя жесткость системы сжатия свободной термической деформации  $\Delta\varepsilon \leq \varepsilon_0$  (рис. 1 б) [4], вследствие чего (при  $\Delta T = T_{max} - T_{min} = const$  и  $\Delta\varepsilon = const$ ) изменяется температурный диапазон протекания упругой деформации  $\varepsilon_{упр}$  до начала пластической деформации, а также пластической  $\varepsilon_{пл}$ . Тем не менее эти действия направлены на выяснение поведения материалов изделий, но они не дают оснований для оценки термической усталости самих изделий. «При испытании металлов при циклической нагрузке и температуре невозможно осуществить все те изменения напряжений и температуры, которые имеют место в эксплуатации деталей» [5].



**Рис. 1.** Два способа регулирования упругопластической  $\Delta\varepsilon$  и пластической деформации  $\Delta\varepsilon_{пл}$  в цикле испытаний:  
 а) посредством изменения температурного диапазона ( $T_{min} \leftrightarrow T_{max}$ ),  
 б) с помощью упругих элементов различной жесткости ( $C1, C2, C3$ ).

## Исследованные материалы и методика испытаний

Экспериментальная часть работы выполнялась в рамках ФЦП «Развитие гражданской авиационной техники России на период 2002–2010 годов и на период до 2015 года» НИОКР шифр «Авантаж», раздел 4ДМ: «Изготовление и опробование сопловых лопаток из сплавов ВКНА-1В и ВКНА-25 с многослойным теплозащитным покрытием». Объектом исследования служили монокристаллические сопловые лопатки — имитаторы с кристаллографической ориентацией оси по [111] (изд. 78), поперечный разрез которых показан на рисунке 1 (длина лопатки — 30 мм), изготовленные из жаропрочных никелевых сплавов ВКНА-1В и ВКНА-25. На них в ФГУП «ВИАМ» были нанесены трехслойные теплозащитные покрытия ТЗП, состоящие из одного керамического и двух металлических слоев.

Термоциклические испытания указанных имитаторов выполнялись в ФГУП «ЦНИИ “КМ Прометей”» и включали многократный (до  $10^3$  циклов) нагрев в электропечи на воздухе до температуры 950 или 1050°C (в течение 270 и 300 сек.) и последующее охлаждение на воздухе до 400°C (90 сек.) или в воде до 200°C от 950°C (90 сек.). Вход во внутреннюю полость имитаторов был заполнен теплоизолирующим материалом (асбестом), в целях исключения их конвекционного нагрева и охлаждения со стороны внутренней поверхности.

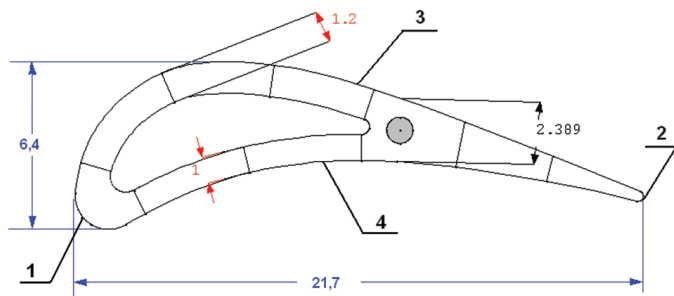


Рис. 2. Поперечное сечение лопатки-имитатора, где 1 — входная кромка, 2 — выходная кромка, 3 — спинка, 4 — корыто. Длина лопатки  $l = 30$  мм

## Результаты термоциклических испытаний лопаток-имитаторов

Сравнение поведения лопаток-имитаторов с ТЗП и без него выполнено в термоциклических испытаниях на сплаве ВКНА-1В. Они включали 500 термомехических циклов по режиму 400↔950°C с охлаждением на воздухе и 50 циклов по режиму 200↔950°C с охлаждением в воде.

1. Металлографические исследования лопаток без ТЗП с охлаждением на воздухе (400↔950°C) показали, что после 500 циклов испытаний образуется небольшое количество узких трещин (3–4) максимальной длины 0,092 мм на выходной кромке и несколько трещин длиной ~ 0,042 мм на спинке. Отмечен слабый прогиб лопатки ~ 0,04 мм. В лопатках с ТЗП после 500 циклов испытаний обнаружено всего несколько трещин с максимальной длиной 0,162 мм на выходной кромке, но множество широких трещин с максимальной длиной 0,107 мм в покрытии на спинке.

2. Металлографические исследования лопаток без ТЗП с охлаждением в воде (200↔950°C) показали, что на выходной кромке уже после 50 циклов обнаруживается такое же количество трещин, как и при охлаждении на воздухе (400↔950°C) после 500 циклов. На спинке лопаток с ТЗП наблюдали гораздо большее количество (до 10) трещин с максимальной длиной 0,06 мм. При охлаждении в воде у лопаток-имитаторов без ТЗП отмечено увеличение прогиба до 0,1 мм.

3. Установлено, что в лопатках сплава ВКНА-1В с ТЗП и без него при обоих режимах термоциклирования трещины на входной кромке не наблюдаются.

Различия в поведении сплавов ВКНА-1В и ВКНА-25 изучали на лопатках-имитаторах, снабженных ТЗП. Их испытывали по режимам  $400 \leftrightarrow 950^\circ\text{C}$  и  $400 \leftrightarrow 1050^\circ\text{C}$  с охлаждением на воздухе на протяжении 1000 циклов и по режиму  $200 \leftrightarrow 950^\circ\text{C}$  с охлаждением в воде — 300 циклов.

1. В испытаниях с охлаждением на воздухе картина в обоих сплавах схожая: образуются множественные трещины в покрытии и только единичные трещины проникают внутрь металла на  $0,03\text{--}0,05$  мм.

2. В испытаниях с охлаждением в воде, уже после 15 циклов на выходной кромке, на спинке и корыте образуется множество трещин, длина которых больше толщины покрытия. По мере увеличения числа циклов до 300 в лопатках обоих сплавов происходит интенсивный рост трещин внутрь при незначительном изменении их количества.

Результаты испытаний имитаторов сопловых лопаток свидетельствуют о том, что в тонкостенном изделии, каковым является имитатор сопловой лопатки, под воздействием процессов, происходящих при циклических нагревах, развивается термическая усталость. Однако происходит это существенно иным образом, чем в образцах при термоциклических испытаниях материалов лопаток в условиях жесткого или неполного стеснения  $\Delta\epsilon \leq \epsilon_0$ .

### **Сравнение особенностей развития деформации в изделиях типа турбинных лопаток и в образцах при ТЦ-испытаниях**

Результаты проведенных испытаний свидетельствуют о том, что термическая усталость имела место в тонкостенных изделиях, каковыми являются имитаторы сопловых лопаток, и развивалась она под действием процессов в ходе циклических нагревов. Однако динамика развития в этом случае была существенно иной, чем в термоциклических испытаниях, выполняемых на образцах.

Главная особенность ТЦ-испытаний, выполняемых на образцах, состоит в том, что их упругопластическая деформация  $\Delta\epsilon = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}$  монотонно изменяется по мере роста или убывания температуры (при нагреве или охлаждении) в ходе полупериода вплоть до конечной  $T_{\text{max}}$  в полупериоде нагрева и  $T_{\text{min}}$  в полупериоде охлаждения. При этом в конце каждого полупериода состояние образца характеризуется определенной величиной деформаций  $\epsilon_{\text{пл}}$ ,  $\epsilon_{\text{упр}}$  и напряжений  $\sigma = \epsilon_{\text{упр}}E(T)$  сжатия или растяжения. Отметим, что в нулевом полупериоде  $\epsilon_{\text{пл}}$  имеет большую величину, чем во всех последующих циклах.

Динамику развития упругопластической деформации образца ( $\Delta\epsilon = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}$ ) при ТЦ-испытаниях в полупериодах нагрева-сжатия и охлаждения-растяжения наглядно представляют карты термоциклических испытаний (ТЦ-карты)\* (см. сб. «Климовские чтения» 2015 г.) [6]. Примеры ТЦ-карт, построенных для монокристаллов сплава ВКНА-1В и ВКНА-25 ориентировки [111], приведены на рисунке 3. ТЦ-карты позволяют выявить параметры, с которыми связано наблюдаемое разнообразие процессов, такие как величины деформации  $\epsilon_{\text{пл}}$  и  $\epsilon_{\text{упр}}$  в полупериодах, температуры начала пластической деформации  $T_{\text{н,пл}}$ , диапазоны ее протекания  $\Delta T_{\text{пл}}$ , динамика изменения напряжений  $\sigma$  и др. ТЦ-карты позволяют ориентироваться при разработке программы испытания так, чтобы получаемые результаты проясняли изучаемые закономерности.

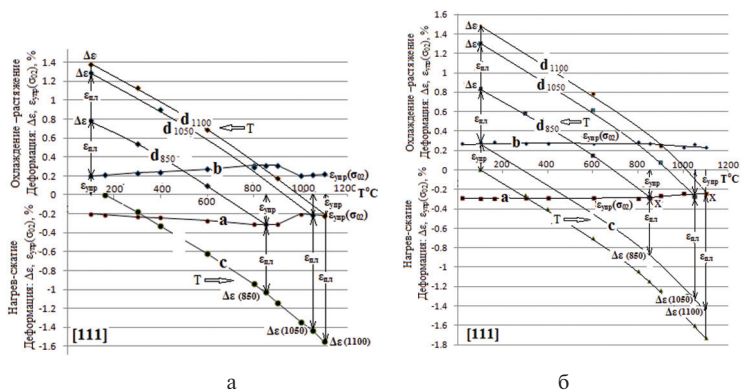


Рис. 3. Карты термоциклических испытаний монокристаллических образцов с ориентировкой оси [111] сплавов ВКНА-1В (а) и ВКНА-25 (б)

Иная картина развития пластической деформации имеет место при циклических нагревах реальных изделий. В них, как отмечал еще Л.Ф. Коффин [3], стеснение может возникать **самопроизвольно** из-за неравномерности температуры по объему тела или вследствие различий коэффициентов теплового расширения сопряженных участков. При этом в отличие от ТЦ-испытаний на образцах температурный интервал, где протекает пластическая деформация, может быть произвольно расположен в пределах температурного диапазона циклического нагрева изделия  $T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$ . Это зависит от строения изделия и динамики изменения картины распределения температуры в нем, т. е. от различий температуры сопряженных участков. Неоднозначной является и жесткость стеснения в каждой конкретной области. В наибольшей степени неравномерность распределения температуры имеет место на начальном этапе ее изменения, т. е. в начале нагрева и охлаждения. Здесь-то и достигается наибольшее стеснение  $\epsilon_0$  и именно на этом этапе следует ожидать появления пластической деформации. На рисунке 4 представлена картина изменения разницы температур  $\Delta T$  в двух точках (1 и 2) на поверхности лопатки-имитатора (рис. 4 а) в ходе охлаждения на воздухе (б) и в воде (в) от температуры 950°C.

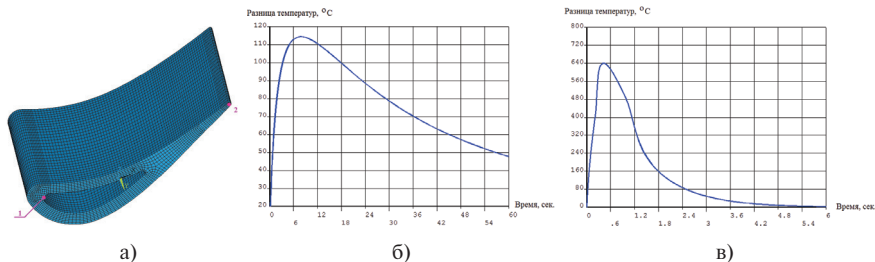


Рис. 4. Изменение разности температур между точками на входной (1) и выходной (2) кромках лопатки-имитатора (а) по мере охлаждения ее на воздухе (б) и в воде (в)



Затем температура постепенно выравнивается, стеснение уменьшается и для его компенсации становится вполне достаточно упругой деформации.

В имитаторах лопаток, которые использовали в работе, неравномерность распределения температуры  $T$  возникает сразу же, как только начинает изменяться  $T$ , что обусловлено локальной неоднородностью массы. При введении лопатки в печь с  $T = T_{\max}$  тонкая выходная кромка лопатки (рис. 2) нагревается до  $T_{\max}$  (температура печи в нашем случае) в течение долей секунд, а  $T$  входной кромки меняется гораздо медленнее и отстает на сотни градусов, создавая тем самым для выходной кромки стеснение  $\varepsilon_0$ . Именно в этот период в выходной кромке происходят все виды деформации (упругая и пластическая) для компенсации стеснения  $\varepsilon_0$ . При этом упругая деформация  $\varepsilon_{\text{упр}}$  в материале соответствует достигнутому уровню напряжений течения  $\sigma_T$ . Предельные значения  $\varepsilon_{\text{упр}}$ ,  $\varepsilon_{\text{пл}}$  и  $\sigma$  достигаются, вероятно, в момент наибольшей разницы температур между кромками. По мере последующего роста  $T$  входной кромки  $\varepsilon_{\text{упр}}$  выходной кромки уменьшается и весьма существенно, так как уменьшается разница температур между кромками и исчезает стеснение, достигнутая величина  $\varepsilon_{\text{пл}}$  остается неизменной. Полуцикл охлаждения, следующий далее от  $T = T_{\max}$  начинается почти сразу же с роста  $\varepsilon_{\text{упр}}$  растяжения, а не со снятия  $\varepsilon_{\text{упр}}$  сжатия от предшествующего нагрева, как это происходит в ТЦ-испытаниях на образцах. Последовательность изменения во времени ( $\tau$ ) параметров процесса ( $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{\text{упр}} + \varepsilon_{\text{пл}}$ ,  $\varepsilon_{\text{упр}}$ ,  $\sigma$ ,  $\varepsilon_{\text{пл}}$ ) в полуцикле нагрева для образца в ТЦ-испытании (а) и для лопатки в печи (б) представлена упрощенной схемой на рисунке 5, где  $\Delta T$  — разность температур между захватом и образцом в ТЦ-испытаниях и разность температур между выходной и входной кромок лопатки-имитатора;  $\tau(T_{\min})$ ,  $\tau(T_{\max})$ ,  $\tau(T_{\text{н.пл}})$  и  $\tau(\Delta T_{\max})$  — момент достижения соответствующих  $T$  и максимальной разницы  $T_{\max}$ .

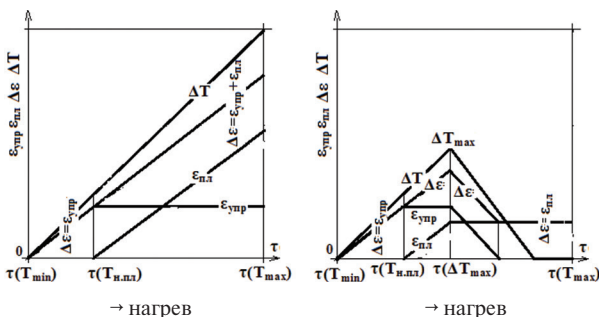


Рис. 5. Сравнение динамики изменения параметров состояния ( $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{\text{упр}} + \varepsilon_{\text{пл}}$ ,  $\varepsilon_{\text{упр}}$ ,  $\sigma$ ,  $\varepsilon_{\text{пл}}$ ) образца при ТЦ-испытании и лопатки имитатора при нагреве (схема нагрева)

Таким образом, в каждом полуцикле нагрева или охлаждения лопатки деформация ее выходной кромки начинается сразу с роста  $\varepsilon_{\text{упр}}$ , т. е. как в нулевом полуцикле ТЦ испытаний образцов. Вследствие этого достигаемая величина  $\varepsilon_{\text{пл}}$  в каждом полуцикле много больше, чем в ТЦ-испытаниях на образцах.

Этот факт следует обязательно иметь в виду, имитируя в образцах процессы, идущие в реальных изделиях.

Показательным в этом отношении является ТЦ-испытание плоского корсетного образца из сплава ЖС32-ВИ [001] по режиму 500↔750°С, где упругая деформация составляла  $\epsilon_{\text{упр}} \sim 0,25\%$  и  $\epsilon_{\text{упр}} = \Delta\epsilon$ , а  $\epsilon_{\text{пл}} \sim 0\%$ . Тем не менее разрушение образца произошло, и долговечность составила  $N = 93\,000$  циклов. Причина разрушения связана с условиями проведения испытания, которые не были непрерывными и включали каждодневное охлаждение до комнатной температуры и последующий нагрев от нее до 750°С в момент начала испытаний. При этом разгрузку образца не производили, следовательно, данный дополнительный цикл шел по режиму 750↔20°С, где  $\epsilon_{\text{пл}} \sim 0,4\%$ , с чем и связано разрушение. Количество таких циклов составило 88 (см. рис. 6).

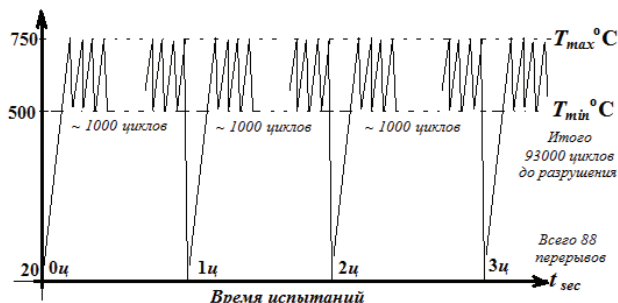


Рис. 6. Схема термического режима ТЦ испытаний монокристалльного корсетного образца, сплав ЖС32

Другой пример — ТЦ-испытания с выдержкой при  $T_{\text{max}}$ , которая, как считают [2; 7], увеличивает  $\epsilon_{\text{пл}}$  в цикле вследствие релаксации напряжений и снижает долговечность. Полагают, что это происходит при стационарном режиме работы двигателя. Изложенное же выше показывает, что к долговечности реальных изделий выдержка не должна иметь отношения, поскольку в них к  $T_{\text{max}}$  уже нет напряжений, которые достигались в лопатке во время изменения температуры в полцикле нагрева.

Результаты работы, проведенной на лопатках-имитаторах, свидетельствуют о том, что в них и при охлаждении на воздухе и в воде имеет место подобное развитие событий. Влияние охлаждающей среды (воздух, вода) в испытаниях лопаток-имитаторов проявилось в интенсивности образования трещин.

В свете изложенного представляется, что динамику развития ТУ в лопатках-имитаторах можно пробовать изменить с помощью теплозащитных покрытий. ТЗП имеют существенно меньшую теплопроводность, чем жаропрочный сплав. Вследствие этого на этапе нагрева или охлаждения температура металла под ТЗП отстает в своем изменении и разница может достигать  $\sim 100^\circ\text{C}$  (см. рис. 7). Этим можно воспользоваться. Нанося ТЗП не равномерно по всей поверхности имитатора, а избирательно, например только в области выходной кромки, можно повлиять на величину  $\Delta T_{\text{max}}$  входной и выходной кромок и тем самым на динамику термической усталости. В случае положительного результата этот прием может быть рекомендован для повышения долговечности реальных лопаток.

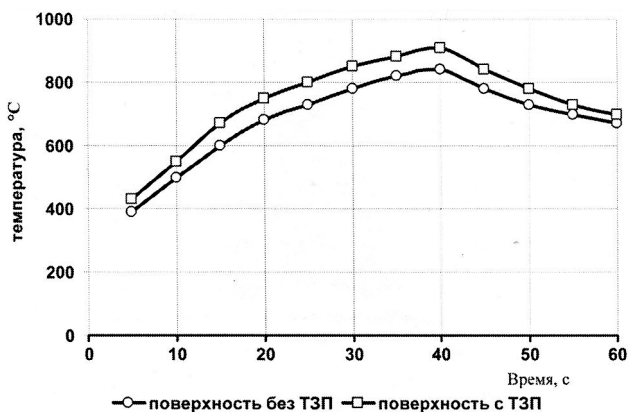


Рис. 7. Влияние ТЗП на изменение температуры металла под покрытием

### Заключение

1. Развитие разрушения при циклических нагревах изделий имеет иную динамику, нежели в термоциклических испытаниях образцов. Деформация в каждом полцикле (нагрева или охлаждения) в изделиях начинается с роста упругой деформации сжатия или растяжения и по достижении величины предела упругости переходит в пластическую деформацию. Вследствие этого пластическая деформация в каждом полцикле такова же, как в нулевом полцикле ТЦ испытаний образцов.
2. Проведенные ТЦ-испытания лопаток-имитаторов из сплавов ВКНА-1В и ВКНА-25 с теплозащитными покрытиями ТЗП показали, что трещины термической усталости образуются преимущественно в покрытии на выходной кромке и на спинке, но и в теле лопатки. Это указывает на присутствие стеснения свободной термической деформации, которое развивается благодаря возникающим и изменяющимся в ходе термического цикла температурным градиентам.
3. Принимая во внимание способность ТЗП замедлять изменение температуры металла, находящегося под ним (в течение определенного времени), при ее изменении на внешней поверхности, считаем, что нанесение покрытия с заданным расчетным распределением по толщине на поверхности изделия может стать одним из путей противодействия термической усталости реальных изделий и повышения их долговечности.

\* **Примечание.** *Карты термоциклических испытаний (ТЦ-карты).*

ТЦ-карта — это диаграмма, на которой совмещены графики зависимости  $\Delta\varepsilon$ , где  $(\Delta\varepsilon \leq \varepsilon_0)$ , от  $T$  ( $\Delta\varepsilon \sim \varphi(T)$ ) и графики зависимости  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02})$  (либо  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{005})$ ) от  $T$  ( $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02}) \sim f(T)$ ), где  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02}) = \sigma_{02}(T) / E(T)$  — упругая деформация, соответствующая пределу текучести материала  $\sigma_{02}(T)$  при данной  $T$  (либо пределу упругости), а  $E(T)$  его модуль упругости. Примеры ТЦ-карт приведены на рисунке 3.

Линии **a** и **b** представляют зависимость  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02}) \sim f(T)$  в областях нагрева-сжатия (**a**) и охлаждения-растяжения (**b**). Их вид определяется свойствами материала, т. е.  $\sigma_{02} \sim f(T)$  и  $E \sim f(T)$ . Линия **c** показывает, как изменяется  $\Delta\varepsilon$  в ходе нагрева, следующего после полупериода охлаждения, который представлен линиями **d** (для  $T_{\text{max}} = 850, 1050$  и  $1100^\circ\text{C}$ ). Поля диаграммы между осью  $T$  и линиями **a** и **b** — области упругой деформации сжатия (ниже оси  $T$ ) и области растяжения (выше нее). Поля выше и ниже кривых **a** и **b** — это области пластической деформации. Точки пересечения линий **c** и **d** с линиями **a** и **b** соответствуют температурам начала пластической деформации  $T_{\text{пл}}$  при сжатии и растяжении в соответствующих полупериодах. В случае испытаний с не полным стеснением ( $\Delta\varepsilon < \varepsilon_0$ ) — варьирование жесткости нагружения, кривые  $\Delta\varepsilon = f(T)$  на ТЦ-картах идут под меньшим углом к оси  $T$  на участке упругой деформации (между линиями **a** и **b**).

### ЛИТЕРАТУРА

1. Баландин Ю.Ф. Термическая усталость металлов в судовом энергомашиностроении. — СПб.: Судостроение, 1967. — 272 с.
2. Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов. — М.: Машиностроение, 1980. — 200 с.
3. Коффин Л.Ф. О термической усталости сталей // Жаропрочные сплавы при изменяющихся температурах и напряжениях. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1960. — С. 188–258.
4. Серенсен С.В., Котов П.И. Об оценке сопротивления термической усталости по методу варьируемой жесткости нагружения // Заводская лаборатория. — 1962. № 10. — С. 1233–1238.
5. Гецов Л.Б. Методика испытаний жаростойких материалов при нестационарных температурах и напряжениях // Заводская лаборатория. — 1958. № 10. — С. 1247–1253.
6. Тихомирова Е.А. Эвристический подход для оценки термоусталостной долговечности материалов — метод ТЦ-карт // Климовские чтения. — 2015. — С. 240–249).
7. Тихомирова Е.А., Азизов Т.Н. Сидохин Е.Ф. Влияние высокотемпературной выдержки на термическую усталость жаропрочных сплавов // Технология металлов. — 2013. № 6. — С. 34–37.

Е.А. Тихомирова<sup>1</sup>, Е.Ф. Сидохин<sup>2</sup>

<sup>1</sup> АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург  
tixomirova00@mail.ru

<sup>2</sup> ООО «КБ Рентгеновские приборы», Санкт-Петербург  
esidohin@yandex.ru

## АНОМАЛЬНОЕ ПРОЯВЛЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ В ИСПЫТАНИЯХ МОНОКРИСТАЛЛОВ СПЛАВА ВКНА-1В

Рассматриваются особенности термической усталости, обнаруженные в результатах термоциклических испытаний монокристаллов жаропрочного сплава ВКНА-1В, не свойственные представлениям о развитии разрушения при циклических нагревах согласно принципу Коффина.

*Ключевые слова:* термическая усталость, стеснение, долговечность, деформация.

Сопrotивление материалов термической усталости устанавливают, производя их циклический нагрев в условиях стеснения свободной термической деформации  $\varepsilon_0$ . Стеснение  $\varepsilon_0$  в ходе полупериодов нагрева и охлаждения компенсирует полностью или частично упругопластическая деформация испытываемого образца  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p$ , где  $\varepsilon_e$  и  $\varepsilon_p$  — упругая и пластическая деформация в полупериоде. Долговечность  $N$  (число циклов до разрушения), как установлено Коффинским [1], зависит от пластической деформации в цикле  $\varepsilon_p$ . Поэтому для построения кривой термической усталости (кривой ТУ) определяют  $N$  у нескольких образцов исследуемого материала при различных (обычно 3) заданных величинах  $\Delta\varepsilon$ . Кривую ТУ представляют зависимостью вида  $\Delta\varepsilon N^k = \text{const}$ , которая демонстрирует монотонное снижение долговечности  $N$  с ростом  $\Delta\varepsilon$ . Возможность использования  $\Delta\varepsilon$  вместо входящей в нее  $\varepsilon_p$  показана в работе [2] и основана на том, что варьирование  $\Delta\varepsilon$  связано с изменением  $\varepsilon_p$  [3]. Заметим, что связь долговечности  $N$  с  $\varepsilon_p$  обусловлена тем, что именно пластическая деформация ответственна за необратимые изменения субструктуры, приводящие материал к состоянию, благоприятному для зарождения трещин, развитие которых ведет к разрушению. Варьирование  $\Delta\varepsilon$  осуществляют, изменяя в условиях полного стеснения ( $\Delta\varepsilon = \varepsilon_0$ ) температурный интервал  $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$  ( $T_{\min}$ ,  $T_{\max}$  — минимальная и максимальная температуры цикла) и тем самым  $\varepsilon_0 = \alpha_{cp} \Delta T$  ( $\alpha_{cp}$  — средний коэффициент термического расширения в интервале  $\Delta T$ ) [1]. В другом варианте  $\Delta\varepsilon$  изменяют, варьируя жесткость нагружения посредством сменных мембран [2], деформация которых компенсирует часть  $\varepsilon_0$ . В этих испытаниях  $\Delta\varepsilon \leq \varepsilon_0$ , но сохраняется температурный интервал цикла испытаний  $\Delta T$  при различных величинах  $\Delta\varepsilon$ . Аналогично изменяют  $\Delta\varepsilon$ , выполняя стесняющую раму нагружения образца из материала с надлежащим  $\alpha_{cp}$  и производя в испытаниях ее нагрев совместно с образцом [4].

В то время как в каждом конкретном испытании, чтобы получить необходимые данные для построения кривых ТУ, используют один из названных ме-

тодов варьирования  $\Delta\epsilon$ , испытания сплава ВКНА-1В в работе [5] выполняли на трех установках типа П651 с различной толщиной мембран и в трех диапазонах температур циклического нагрева на каждой. Благодаря тому что в работе производили варьирование  $\Delta\epsilon$  с помощью мембран и путем изменения  $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$ , можно было бы сопоставить кривые ТУ, построенные по данным, полученным в одних и тех же условиях, но при разных способах варьирования  $\Delta\epsilon$ , чего никогда не делалось. Однако сделать это не представляется возможным, так как сведения о величине  $\Delta\epsilon$  при различной жесткости мембран не приведены в [5]. В то же время представляется возможным построить кривые ТУ, используя значения  $\Delta\epsilon = \epsilon_0$ , достигавшиеся при трех температурных режимах  $T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$ :  $T_{\min} = 100^\circ\text{C}$  и  $T_{\max} = 850, 1050$  или  $1100^\circ\text{C}$  с нагружением образцов в нулевом полуцикле при температурах  $T_f = 0,5 (T_{\max} + T_{\min})$ . В этих условиях циклического нагрева монокристалльных образцов с ориентировкой оси [001], [111] и [011] свободная термическая деформация  $\epsilon_0 = \Delta\epsilon$  составляла, по нашим расчетам, 1,12, 1,52 и 1,6% для указанных  $T_{\max}$ .

Развитие деформации в цикле изменения температуры в случае полного стеснения ( $\Delta\epsilon = \epsilon_0$ ) показывают карты термоциклических испытаний (ТЦ-карты) [6], приведенные на рисунке 1. Построить их для неполного стеснения ( $\Delta\epsilon < \epsilon_0$ ) здесь не представлялось возможным в связи с отсутствием данных о величинах  $\Delta\epsilon$ . Существенным недостатком материала статьи [5] является также отсутствие данных о точной ориентировке испытывавшихся образцов, из-за чего невозможно привлечь к анализу результатов анизотропию механических свойств монокристаллов. Из ТЦ-карт (рис. 1) хорошо видно, что в ходе циклических нагревов при  $\Delta\epsilon = \epsilon_0$  (на установке П651-1) в монокристаллах всех трех ориентировок происходила пластическая деформация. Эти испытания удовлетворяют принципу Коффина, и роль  $\epsilon_p$  в разрушении не вызывает сомнений.

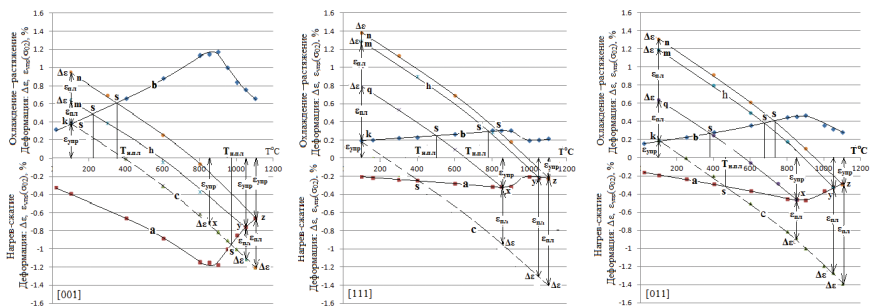


Рис. 1. ТЦ-карты монокристаллов сплава ВКНА-1В: [001], [111], [011]

В таблице 1 приводим сведения о долговечности  $N$  испытанных образцов из работы [5], где  $N$  — среднее по трем образцам, и условия выполнения циклических нагревов на установках с мембранами различной жесткости, но  $\Delta\epsilon$  не известно для установок П651-3 и П651-4.

Изменение  $N$  в зависимости от  $\Delta\varepsilon$  в испытаниях сплава ВКНА-1В

| КГО | $T_{\max}, ^\circ\text{C}$ | $\Delta\varepsilon, \%$<br>( $\Delta\varepsilon = \varepsilon_0$ ) | $N (\Delta\varepsilon = \varepsilon_0)$<br>П651-1 | $N (\Delta\varepsilon < \varepsilon_0)$<br>П651-3 | $N (\Delta\varepsilon \ll \varepsilon_0)$<br>П651-4 | $\sigma_{02} (T_{\max}),$<br>МПа | $E (T_{\max}) 10^{-3},$<br>МПа |
|-----|----------------------------|--|---|---|---|----------------------------------|--------------------------------|
| 001 | 850                        | 1,12   | 1276  | 4584  | 7120  | 970                              | 84                             |
|     | 1050                       | 1,52   | 61  | 873   | 3517  | 505                              | 66,7                           |
|     | 1100                       | 1,6  | 242   | 1325  | 1920  | 425                              | 62,8                           |
| 111 | 850                        | 1,12   | 1997  | 3504  | 6932  | 670                              | 217,8                          |
|     | 1050                       | 1,52   | 107   | 797   | 1836  | 360                              | 172,8                          |
|     | 1100                       | 1,6  | 225   | 788   | 1410  | 360                              | 161,5                          |
| 011 | 850                        | 1,12   | 421   | 1334  | 5531  | 768                              | 166                            |
|     | 1050                       | 1,52   | 204   | 1260  | 3204  | 454                              | 140                            |
|     | 1100                       | 1,6  | 171   | 471   | 1112  | 392                              | 135                            |

В результатах таблицы 1 просматриваются некоторые особенности, заслуживающие самого пристального внимания. Наиболее принципиальная из них обнаруживается в испытаниях монокристаллов ориентировки [001] и [111] при  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_0$ . Она состоит в том, что долговечность  $N$  изменяется в зависимости от величины  $\Delta\varepsilon$  (и  $\varepsilon_p$ , согласно ТЦ-картам, рис. 1) немонотонно, что противоречит принципу Коффина. При этом никаких неожиданных проявлений в температурной зависимости  $\sigma_{02} (T_{\max})$  и  $E (T_{\max})$ , как и в развитии деформации (рис. 1), не отмечается.

Другая особенность касается испытаний по режиму  $100 \leftrightarrow 850^\circ\text{C}$  монокристаллов ориентировки [001] и [111]. В этом случае у образцов [111] наблюдается более высокая долговечность ( $N = 1997$  циклов) в сравнении с образцами [001] ( $N = 1276$ ), хотя последние, как видно из ТЦ-карт на рисунке 1, деформировались упруго, а образцы [111] имели значительную ( $\sim 1\%$ ) величину  $\varepsilon_p$  в полуциклах нагрева — сжатия и охлаждения — растяжения.

Третья особенность касается монокристаллов ориентировки [011], у которых при режиме испытаний  $100 \leftrightarrow 850^\circ\text{C}$  и жестком стеснении ( $\Delta\varepsilon = 1,12\%$ ) долговечность  $N$  оказалась в несколько раз меньше, чем у образцов [001] и [111] в аналогичных условиях.

В то же время в испытаниях с неполным стеснением (установка П651-4), как видим из таблицы 1, изменение  $N$  в зависимости от  $T_{\max}$  и соответственно  $\Delta\varepsilon$  имеет монотонный характер. Это, надо полагать, свидетельствует об ином механизме развития разрушения в ходе циклических нагревов, который отличается от протекающего в условиях полного стеснения.

## Заключение

1. Отмеченные особенности термической усталости сплава ВКНА-1В указывают на то, что установление долговечности  $N$  и ресурса изделий, особенно монокристаллических, на основании зависимости  $N$  от упругопластической деформации в цикле  $\Delta\varepsilon$ , построенной по данным термоциклических испытаний, не обеспечивает достаточной достоверности. Обусловлено это

тем, что при построении кривых ТУ не учитывается специфика развития деформации в каждом конкретном материале.

2. Предложить объяснение наблюдаемым аномалиям не представляется возможным, но считаем необходимым обратить на них внимание.
3. Наблюдаемые аномалии свидетельствуют о необходимости изменения алгоритма применяемого метода испытаний, включив в него помимо  $\varepsilon_p$  ( $\Delta\varepsilon$ ) факторы, влияющие на особенности развития деформации, накопление субструктурных изменений и собственно разрушение в конкретном материале, т. е. факторы, связанные со свойствами испытываемого материала.

*Выражаем благодарность О.А. Базылевой и Н.Г. Бычкову  
за предоставленную информацию об испытаниях сплава*



#### ЛИТЕРАТУРА

1. Coffin L.F., Schenectady N.Y. A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on Ductile Metal / Trans. ASME. 1954. Vol. 76, № 6. P. 931–950.
2. Серенсен С.В., Котов П.И. Об оценке сопротивления термической усталости по методу варьируемой жесткости нагружения // Заводская лаборатория. 1962. № 10. — С. 1233–1238.
3. Тихомирова Е.А., Азизов Т.Н., Сидохин Ф.А., Сидохин Е.Ф. О термоциклических испытаниях по методу варьируемой жесткости нагружения // Материаловедение. — 2014. № 7. — С. 13–16.
4. Тихомирова Е.А., Азизов Т.Н., Сидохин Ф.А., Сидохин Е.Ф. Патент на полезную модель 138634 РФ, устройство для испытания сопротивления материалов термической усталости // БИ. 2014. № 8. (опубл. 20.03.2014.)
5. Голубовский Е.Р., Бычков Н.Г., Хамидуллин А.Ш., Базылева О.А. Экспериментальная оценка кристаллографической анизотропии термической усталости монокристаллов сплава на основе Ni<sub>3</sub>Al для высокотемпературных деталей АГТД // Вестник двигателестроения. — 2011. № 2. — С. 244–248.
6. Тихомирова Е.А., Сидохин Е.Ф. ТЦ-карты — инструмент исследования термической усталости материалов в термоциклических испытаниях // Материаловедение. — 2015. № 8. — С. 3–7.



*А.В. Новак, Н.А. Ночовная, Е.Б. Алексеев*

*ФГУП «ВИАМ»*

*admin@viam.ru, annovak23@gmail.com*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЕФОРМАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ НА СТРУКТУРУ И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ИНТЕРМЕТАЛЛИДНОГО ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВИТ5**

Приведены результаты исследований разработанного во ФГУП «ВИАМ» деформируемого интерметаллидного титанового сплава марки ВИТ5, дополнительно легированного микродобавками гадолиния. Исследовано поведение сплава в литом состоянии при деформации с заданной скоростью в диапазоне температур от 800 до 1100°C. Проведена отработка изготовления катаных плит из сплава ВИТ5 по различным технологическим режимам. Исследована закономерность влияния различного типа микроструктуры на прочностные, пластические и жаропрочные свойства сплава ВИТ5 при комнатной и повышенной температурах. Работа выполнена в рамках реализации комплексного научного направления 7.1 «Интерметаллидные сплавы на основе титана» («Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года») [1].

*Ключевые слова:* интерметаллидные титановые сплавы, интерметаллиды, ортосплавы, сплав ВИТ5, термическая обработка, структура, механические свойства.

### **Введение**

В настоящее время деформируемые интерметаллидные титановые сплавы на основе орторомбической фазы  $Ti_2AlNb$  в интервале рабочих температур от 600 до 700°C являются наиболее перспективным классом материалов, предназначенным для изготовления лопаток и дисков КВД, корпусных элементов компрессора и турбины авиационных двигателей. Замена жаропрочных сплавов на основе никеля на интерметаллидные титановые ортосплавы позволит снизить массу деталей на 20–30%, а для быстровращающихся деталей в дополнение к этому — уменьшить нагрузки от инерционных сил и, как следствие, повысить мощность, экономичность и ресурс эксплуатации двигателей. Замена жаропрочных титановых сплавов даст возможность повысить на 100–150°C рабочие температуры, увеличить срок службы и надежность работы изделий благодаря повышенной жаропрочности и жаростойкости [2].

Созданные во ФГУП «ВИАМ» интерметаллидные титановые сплавы ВТИ-4 и ВИТ1 постепенно находят свое применение в современных ГТД разработки ведущих конструкторских бюро и предприятий авиационной промышленности и на текущий момент находятся на стадии отработки промышленных технологий изготовления деталей ГТД [3; 4]. Однако сохраняется проблема обеспечения гарантированного уровня пластичности при изготовлении крупногабаритных полуфабрикатов на промышленном оборудовании.

Для повышения пластических характеристик при создании нового интерметаллидного сплава был реализован принцип дополнительной модификации

структуры за счет применения добавок редкоземельного элемента гадолиния Gd [5; 6]. Данному сплаву, запатентованному в 2015 году [7], была присвоена марка ВИТ5.

В данной статье приведены наиболее значимые результаты в части исследований интерметаллидного титанового орто-сплава марки ВИТ5, разработанного в рамках решения задач комплексного научного направления 7.1 «Интерметаллидные сплавы на основе титана» разработанных в ВИАМ «Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года» [1].

## Материалы и методы

Исследования проведены на слитках и полуфабрикатах из интерметаллидного титанового орто-сплава ВИТ5, легированного микродобавками редкоземельного элемента гадолиния Gd. Качественный химический состав сплава приведен в таблице 1.

Таблица 1

Химический состав сплава марки ВИТ5

| Содержание легирующих элементов, мас. % |      |   |    |    |    |   |     |     |      |
|---|------|---|----|----|----|---|-----|-----|------|
| Al                                      | Nb   | V | Mo | Zr | Ta | W | Si  | Gd  | Ti   |
| 11,0                                    | 40,0 |   |    | Σ  |    |   | 0,2 | 0,3 | осн. |

Слитки интерметаллидного титанового сплава ВИТ5 массой до 30 кг были получены методом трехкратного вакуумно-дугового переплава с расходуемым электродом в печи VAR L200 фирмы ALD.

Испытания на сжатие проводили на сервогидравлической испытательной машине MTS-50 в диапазоне температур от 800 до 1100°C. Цилиндрические образцы для испытаний на сжатие вырезались из слитка в продольном направлении и имели размер  $\phi 10 \times 15$  мм.

Испытания механических свойств проводили на катаных плитах. Плиты изготавливались из слитков всесторонней ковкой, осадкой в изотермических условиях и горячей прокаткой с промежуточными подогревами. После прокатки плиты подвергали двухступенчатой термической обработке.

Структуру катаных плит исследовали методом электронной микроскопии (растровый электронный микроскоп JSM-6490LV) во вторичных и отраженных электронах. Подготовку шлифов осуществляли по стандартным методикам.

Исследования были проведены на сертифицированном и аккредитованном оборудовании Испытательного центра ВИАМ. Обработка результатов осуществлена в рамках Центра компетенции на базе ВИАМ по разработке и производству сплавов на основе интерметаллидов титана для авиационных двигателей и наземных энергетических установок.

## Результаты и обсуждение

Выплавка слитков интерметаллидного титанового сплава ВИТ5 осуществлялась по отработанным ранее технологическим параметрам плавки, которые

обеспечивают отсутствие тугоплавких включений (в частности, ниобия) и однородность химического состава по всему сечению слитка [8; 9].

Для изучения поведения сплава ВИТ5 в процессе деформационной обработки были проведены испытания на сжатие цилиндрических образцов в диапазоне температур от 800 до 1100°C. Дальнейшее повышение температуры деформации не проводилось, так как при температурах выше  $(1115 \pm 5)^\circ\text{C}$ , в однофазной  $\beta$ -области, сплав ВИТ5 обладает высокой технологической пластичностью и его поведение аналогично поведению традиционных жаропрочных титановых сплавов в  $\beta$ -области.

Учитывая технологические особенности прессы 1600 тс, применяемого для проведения операций осадки, всестороннейковки и штамповки интерметаллидных титановых сплавов при изготовлении полуфабрикатов в условиях производства ФГУП «ВИАМ», испытания на сжатие образцов из сплава ВИТ5 выполнялись при скорости относительной деформации  $V = 10^{-2} \text{ с}^{-1}$ . Максимальная степень деформации образцов имела фиксированное значение и составила 70%. Результаты испытаний на сжатие в диапазоне температур от 800 до 1100°C представлены на рисунках 1 и 2.

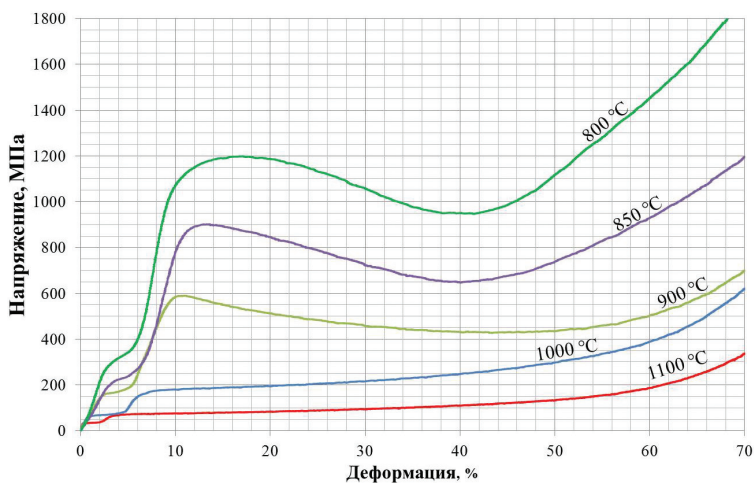


Рис. 1. Кривые упрочнения  $\sigma(\epsilon)$ , полученные в ходе испытаний на сжатие образцов из сплава ВИТ5 в диапазоне температур от 800 до 1100°C

Анализ полученных результатов показал, что интерметаллидный титановый сплав ВИТ5 обладает наиболее высокой технологичностью при температурах 1000 и 1100°C (соответствуют двухфазной  $(\beta + \alpha_2)$ -области). По достижении предела текучести ( $\sigma_{0,2 \text{ сж}}^{1000} = 150 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{0,2 \text{ сж}}^{1100} = 65 \text{ МПа}$ ) дальнейший рост напряжения происходит плавно вплоть до степени деформации 50%. При температурах испытаний 900, 850 и 800°C характер кривых упрочнения отличается: после перехода в зону пластического течения ( $\sigma_{0,2 \text{ сж}}^{900} = 555 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{0,2 \text{ сж}}^{850} = 810 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{0,2 \text{ сж}}^{800} = 980 \text{ МПа}$ ) с ростом степени деформации  $\epsilon$  вначале происходит суще-

ственное падение напряжения и только по достижении  $\epsilon = 40\text{--}50\%$  напряжение снова возрастает. Такое поведение кривой, вероятно, можно объяснить происходящими при данных температурах структурными превращениями, а также изменением характера деформационных процессов в трехфазной ( $\beta + O + \alpha_2$ )-области. Однако данные предположения требуют подтверждения и проведения более детальных исследований. Также стоит отметить, что выше  $1000^\circ\text{C}$  изменение предела текучести на сжатие  $\sigma_{0,2}^{\text{сж}}$  в зависимости от температуры происходит более плавно (рис. 2).

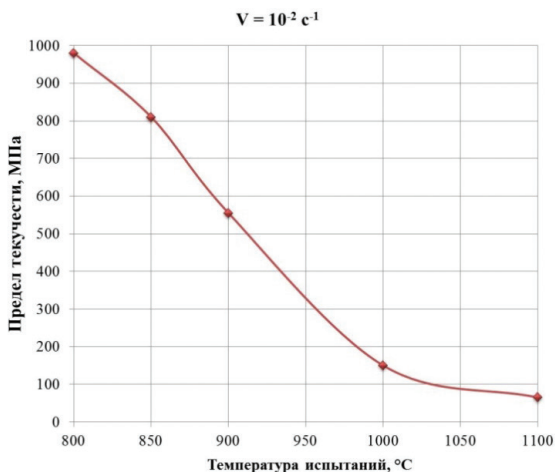


Рис. 2. Зависимость условного предела текучести сплава ВИТ5 при сжатии от температуры

Таким образом, на основании результатов испытаний на сжатие было установлено, что деформационную обработку интерметаллидного титанового сплава ВИТ5 на первых этапах целесообразно проводить при температурах  $\geq 1000^\circ\text{C}$ , поскольку материал обладает наибольшей технологичностью, возникают минимальные усилия деформации, что позволит проработать литую структуру в процессе многократных перековок и обеспечить получение бездефектных деформированных заготовок.

С учетом вышесказанного была разработана термомеханическая схема изготовления деформированных полуфабрикатов из сплава ВИТ5, включающая осадку и всестороннюю ковку в  $\beta$ - и ( $\beta + \alpha_2$ )-областях с изменением оси деформации и дальнейшую горячую прокатку в ( $\beta + \alpha_2$ )-области на плиты толщиной  $(20 \pm 2)$  мм. Стоит отметить, что для уменьшения поджога материала и снижения вероятности возникновения высоких термических напряжений деформационную обработку слитков рекомендуется осуществлять в изотермических условиях с использованием подогреваемых штампов либо подогреваемых бойков. Горячая прокатка происходит в обычных условиях, без применения специальных оболочек и кожухов.

Для исследования влияния деформационной обработки на структуру и механические свойства сплава ВИТ5 процесса изготовления были выбраны два технологических режима (№ 1 и 2), отличающиеся друг от друга количеством перековок и длительностью выдержки при температурах ( $\beta + \alpha_2$ )-области при изготовлении промежуточной деформированной заготовки, предназначенной для последующей прокатки. По режимам № 1 и 2 были изготовлены катаные плиты, типичная макроструктура которых представлена на рисунке 3. После деформации плиты подвергались двухступенчатой термической обработке (закалка + старение).

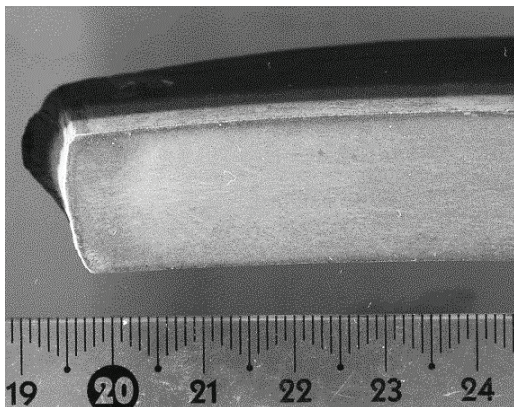
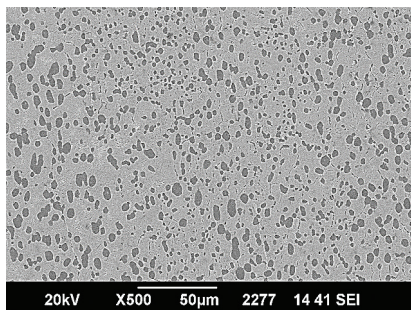


Рис. 3. Макроструктура катаной плиты из сплава ВИТ5 в поперечном направлении

С целью изучения влияния деформационной обработки на морфологию структуры катаных плит из интерметаллидного титанового сплава ВИТ5, изготовленных по режимам № 1 и 2, были проведены металлографические исследования.

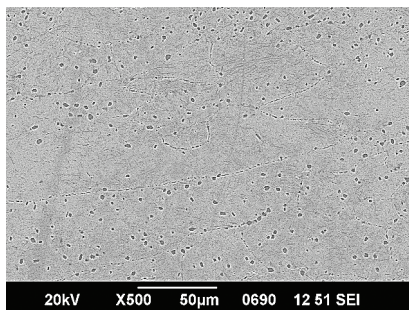
Анализ микроструктуры, проведенный на растровом электронном микроскопе, показал, что катаная плита, изготовленная по режиму № 1, обладает бимодальной структурой: частицы глобулярной вторичной О-фазы (размер 2–6 мкм) располагаются в матрице первичной  $\beta$ -фазы, внутри которой также находятся мелкодисперсные (длиной до 5 мкм) и ультрамелкодисперсные (длиной до 0,5 мкм) пластины вторичной О-фазы. Катаная плита, изготовленная по режиму № 2, обладает сходной бимодальной структурой, однако объемная доля частиц глобулярной вторичной О-фазы уменьшается втрое (также уменьшается их размер, который составляет 0,5–3,5 мкм) и возрастает количество и размер мелкодисперсных пластин вторичной О-фазы, которые выделяются в матрице первичной  $\beta$ -фазы. Также по границам первичных  $\beta$ -зерен наблюдаются мелкодисперсные частицы  $\alpha_2$ -фазы (размер до 0,8 мкм), которые проявляются при съемке в отраженных электронах (рис. 5). В обоих случаях в структуре присутствуют частицы оксидов гадолиния  $Gd_2O_3$ .

Режим № 1

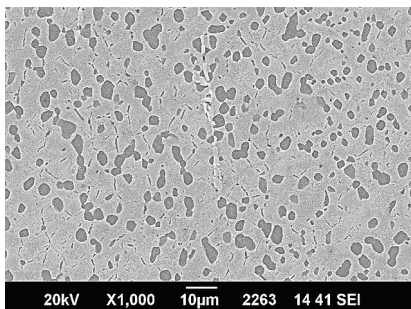


а

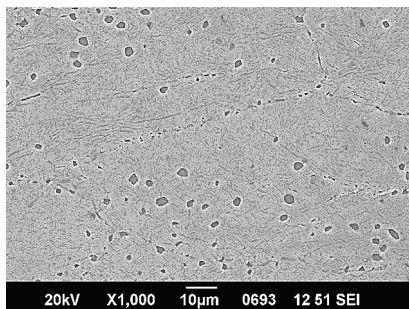
Режим № 2



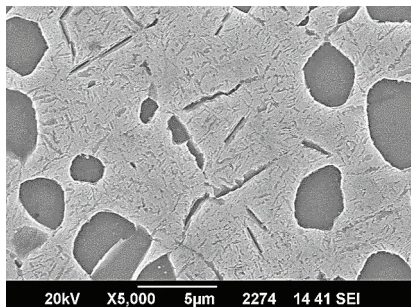
б



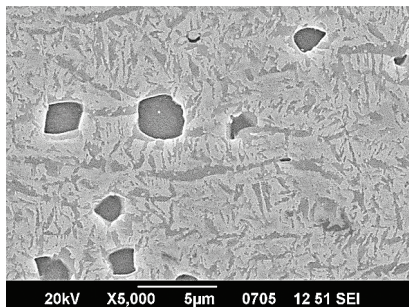
в



г

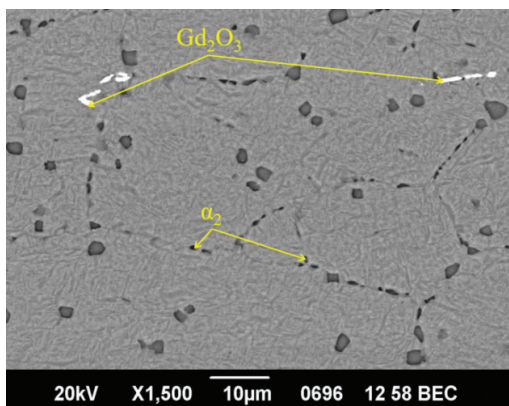


д



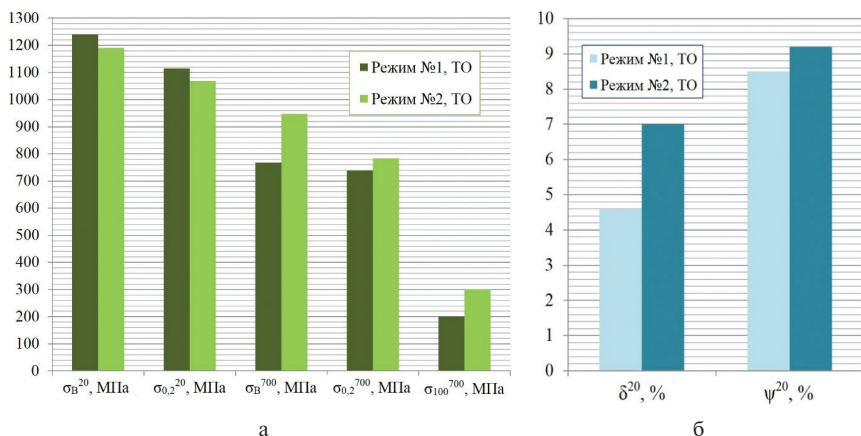
е

**Рис. 4.** Микроструктура катаных плит из сплава марки ВИТ5 (РЭМ) в термически обработанном состоянии: режим деформации № 1 (а, в, д), режим деформации № 2 (б, г, е)



**Рис. 5.** Микроструктура катаной плит из сплава марки ВИТ5, полученная на РЭМ при съемке в отраженных электронах (режим деформации № 2)

Для оценки влияния микроструктуры катаных плит, полученных при реализации различных технологических режимов деформационной обработки, были проведены механические испытания. Результаты исследования механических характеристик при комнатной и повышенной температурах показали (рис. 6), что при сопоставимом уровне прочности при 20°C катаные плиты с меньшей объемной долей глобулярной О-фазы, изготовленные по режиму № 2, обладают более высокой пластичностью и повышенными характеристиками жаропрочности: кратковременная прочность при 700°C выше на 180 МПа, длительная прочность при 700°C на базе испытаний 100 часов выше в 1,5 раза.



**Рис. 6.** Механические свойства термически обработанных катаных плит из сплава марки ВИТ5, изготовленных по режимам № 1 и 2: прочностные характеристики (а) и пластические характеристики (б)

## Основные выводы

1. Изучено поведение сплава ВИТ5 в процессе деформационной обработки при проведении испытаний на сжатие в диапазоне температур от 800 до 1100°C с регламентированной скоростью деформации  $V = 10^{-2} \text{ с}^{-1}$ . Результаты испытаний образцов показали, что сплав ВИТ5 обладает наиболее высокой технологичностью при температурах  $\geq 1000^\circ\text{C}$ , а характер кривых упрочнения, полученных в процессе испытаний в диапазонах температурах 1000–1100°C и 800–900°C, имеет принципиальные различия.
2. Отработаны два технологических режима деформационной обработки катаных плит толщиной  $(20 \pm 2)$  мм из сплава ВИТ5, отличающиеся друг от друга количеством перековок и длительностью выдержки при температурах  $(\beta + \alpha_2)$ -области при изготовлении промежуточной деформированной заготовки, предназначенной для последующей прокатки.
3. Исследовано влияние режима деформационной обработки на морфологию структуры катаных плит из интерметаллидного титанового сплава ВИТ5. Установлено, что оба режима приводят к формированию бимодальной структуры, однако в плитах, изготовленных по режиму № 2, объемная доля частиц глобулярной вторичной  $O$ -фазы втрое меньше, количество и размер мелкодисперсных пластин вторичной  $O$ -фазы возрастает, по границам первичных  $\beta$ -зерен наблюдаются мелкодисперсные частицы  $\alpha_2$ -фазы.
4. Исследована закономерность влияния различного типа микроструктуры на прочностные, пластические и жаропрочные свойства сплава ВИТ5 при комнатной и повышенной температурах. Установлено, что при сопоставимом уровне прочности при 20°C катаные плиты с меньшей объемной долей глобулярной  $O$ -фазы, изготовленные по режиму № 2, обладают более высокой пластичностью и повышенными характеристиками жаропрочности: кратковременная прочность при 700°C выше на 180 МПа, длительная прочность при 700°C на базе испытаний 100 часов выше в 1,5 раза.

## ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. Поварова К.Б., Банных О.А. Принципы сознания конструкционных сплавов на основе интерметаллидов (Ч. I) // Материаловедение. — 1999. № 2. — С. 27–33.
3. Родин Е.В., Быков Ю.Г., Кярамян К.А. Применение новых материалов в конструкции КВД перспективного двигателя // Климовские чтения, 2016: Перспективные направления развития авиадвигателестроения. Сборник докладов научно-технической конференции. — СПб.: Скифия-принт, 2016. — С. 301–308.
4. Уникальные материалы и технологии для новой техники // Вертикаль. — 2017. № 2. — С. 18–23.
5. Хорев А.И., Ночовная Н.А., Яковлев А.Л. Микролегирование редкоземельными металлами титановых сплавов // Авиационные материалы и технологии. — 2012. № 5. — С. 206–212.
6. Ночовная Н.А., Алексеев Е.Б., Новак А.В., Панин П.В. Исследование структуры и механических свойств деформируемого интерметаллидного титанового сплава ВИТ5, легированного гадолинием // Титан. — 2017. № 2.



7. Патент RU 2592657 «Жаропрочный сплав на основе титана и изделие, выполненное из него».
8. *Новак А.В., Алексеев Е.Б., Ночовная Н.А., Ширяев А.А.* Эффективность применения микродобавок редкоземельных элементов для повышения механических характеристик интерметаллидного титанового сплава // Проблемы производства слитков и полуфабрикатов из сложнолегированных и интерметаллидных титановых сплавов: сборник докладов научной конференции. — М.: ФГУП ВИАМ, 2015. — С. 1.
9. *Каблов Е.Н., Ночовная Н.А., Панин П.В., Алексеев Е.Б., Новак А.В.* Исследование структуры и свойств жаропрочных сплавов на основе алюминидов титана с микродобавками гадолиния // Материаловедение. — 2017. № 3. — С. 3–10.

УДК 669.018, 669.224

*С.Н. Малыгин, Б.М. Кириллов, Е.А. Тихомирова*  
*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург*

## **РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ КРОМОК ЛОПАТОК**

Современное развитие авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) неразрывно связано с увеличением рабочих температур. Однако одновременно с повышением рабочих температур необходимо увеличивать теплостойкость элементов горячего тракта двигателя, таких как рабочие лопатки газовых турбин. Материал и конструкция данных деталей определяют допустимую температуру газа перед турбиной. Увеличение параметров цикла АГТД следует связывать с разработкой качественно новых систем защиты лопаток газовых турбин и переходом от жаростойких многокомпонентных покрытий к теплозащитным (ТЗП). В работе представлены экспериментальные данные, указывающие на перспективность применения новых систем защиты для рабочих лопаток АГТД.

*Ключевые слова:* термическая усталость, температурный градиент, теплозащитные покрытия, теплозащитный эффект.

### **Введение**

Большая часть деталей АГТД в процессе работы подвергается воздействию периодических теплосмен. Многократные циклические нагревы-охлаждения деталей за период работы АГТД приводят к образованию в них трещин термоусталостной природы. К таким деталям относятся, например, рабочие лопатки турбин. Циклический нагрев, а также нестационарность температуры на пере вызывают стеснение свободной термической деформации, которая компенсируется упругой и пластической деформацией материала детали. Однако существуют режимы работы двигателя, при которых повторные многократные колебания температуры вызывают пластическую деформацию в материале, что приводит к усталостному разрушению лопаток и влияет на долговечность по известному соотношению  $\epsilon_{пл} N^k = const$  [1].

Следует отметить, что переходные и стационарные этапы теплового режима нагружения лопаток по-разному влияют на их ресурс. По данным [2], в исчерпание несущей способности конструктивных элементов транспортных газотурбинных установок основная роль принадлежит нестационарным режимам, при которых в элементах создаются экстремальные напряженные и тепловые состояния, оказывающие определяющее влияние на процесс разрушения. Для снижения отрицательного действия циклических нагревов применяются многослойные теплозащитные покрытия (ТЗП), способные снизить температуру под покрытием до 100°C. В то же время необходимо заметить, что длительного снижения температуры материала подложки не происходит, так как в течение определенного времени температура под покрытием достигнет температуры газа. Таким образом теплозащитный эффект от применения ТЗП составляет порядком 50–100°C, но носит временный характер. По данным [3], сохранение теплозащитного эффекта может достигать 1–1,5 минуты в полуцикле нагрева.

Варьируя толщину теплозащитного покрытия по перу лопаток, можно добиться различного теплозащитного эффекта на отдельных участках конструкции, что замедляет процесс возникновения пластической деформации, за счет работы материала в упругой области в течение действия теплозащитного эффекта ТЗП.

### **Материал и методика эксперимента**

Для оценки фактического теплозащитного эффекта от применения ТЗП были экспериментально апробированы системы, состоящие из жаростойких слоев (ЖСС) с внешним керамическим покрытием различной толщины, разработки ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ. Экспериментальные исследования проводились в два этапа:

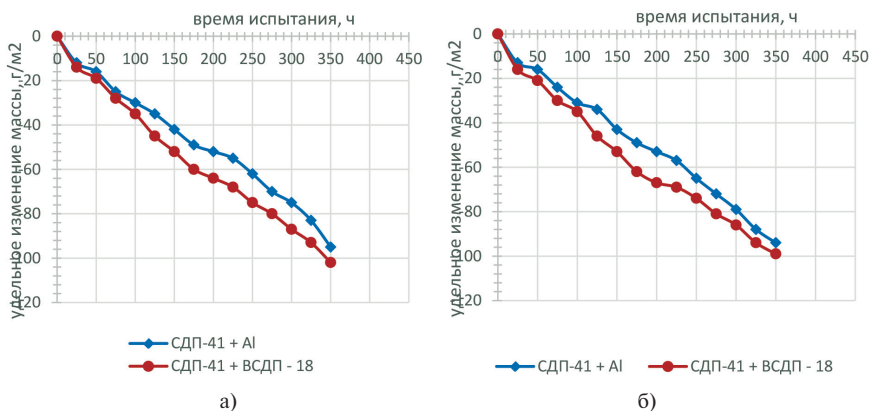
- опробование перспективных защитных покрытий на образцах простой формы;
- термометрирование рабочей лопатки изд. 88 в условиях печного нагрева.

Выбор защитного покрытия для рабочих лопаток изд. 88,42 осуществлялся на основе результатов испытаний на циклическую жаростойкость и циклическую теплостойкость образцов из сплава ЖС32-ВИ во ФГУП «ВИАМ» (данные экспериментального исследования предоставлены д. т. н. С.А. Будиновским). Были испытаны образцы с нанесенным ЖСС + керамический слой толщиной 50 мкм и 100 мкм. Циклические испытания на жаростойкость и теплостойкость в интервале температур 1150±200°C проводилось на круглых образцах диаметром 20 мм и толщиной 3 мм, а также цилиндрических образцах диаметром 15 мм длиной 10 мм.

Для испытания образцов с керамическим слоем толщиной до 50 мкм были использованы следующие покрытия:

- СДП-41 + ВСДП-18 + ТЗП (Zr-Gd-Y) —0 (~50 мкм);
- СДП-41+ алитирование + ТЗП (Zr-Gd-Y) —0 (~50 мкм);

Усредненные результаты испытаний на циклическую жаростойкость для круглых образцов и для цилиндрических образцов на рисунке 1 а, б.



**Рис. 1.** Результаты испытаний на циклическую жаростойкость в интервале температур 1150÷200°С а) для круглых образцов; б) для цилиндрических образцов

Усредненные результаты на циклическую теплостойкость в интервале температур 1150÷200°С образцов приведены в таблице 1.

Таблица 1

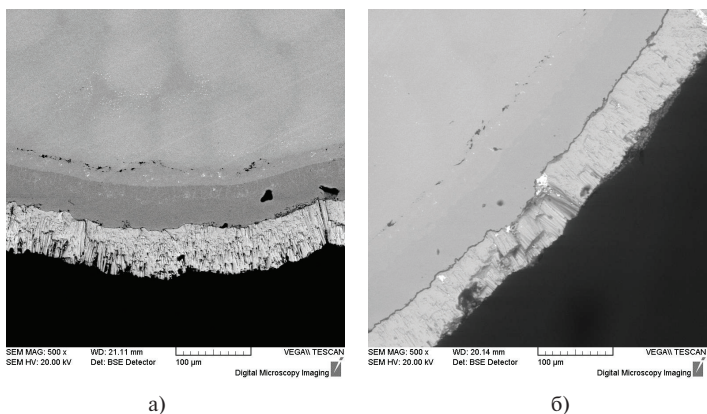
**Результаты испытаний на циклическую теплостойкость**

| № п/п | Вид образца    | Тип ЖСС          | Количество циклов до скола ТЗП |
|-------|----------------|------------------|--------------------------------|
| 1     | круглый        | СДП-41 + Al      | 345                            |
| 2     | цилиндрический |                  | 343                            |
| 3     | круглый        | СДП-41 + ВСДП-18 | 346                            |
| 4     | цилиндрический |                  | 340                            |

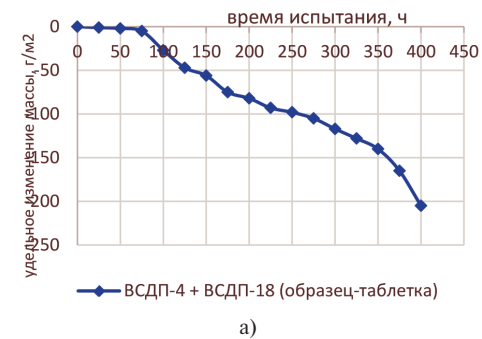
Металлографические исследования, проведенные с помощью электронной микроскопии, показывают, что керамические покрытия образцов в исходном состоянии имеют столбчатую структуру (рис. 2 а). На электронном изображении образца после 300 циклов (рис. 2 б) видно нарушение первичной структуры — произошло так называемое спекание, что является предвестником скорого скола керамического покрытия. Керамика — непластичный материал, поэтому ее работоспособность определяют микродефекты и наличие столбчатой структуры. В результате спекания эти факторы исчезают, снижается коэффициент термического линейного расширения керамики.

Для испытания образцов с керамическим слоем толщиной до 100 мкм было использовано покрытие ВСДП-4 + ВСДП-18 + ТЗП (Zr-Y-Gd-Nf)—0 (~100 мкм).

Усредненные результаты испытаний на циклическую жаростойкость круглых и цилиндрических образцов приведены на рисунке 3 а, б.



**Рис. 2.** Вид покрытия с керамическим слоем (Zr-Gd-Y)-O  
 а) исходное состояние; б) после 300 циклов испытаний



**Рис. 3.** Результаты испытаний на циклическую жаростойкость  
 в интервале температур 1150↔ 200°С  
 а) круглые образцы; б) цилиндрические образцы

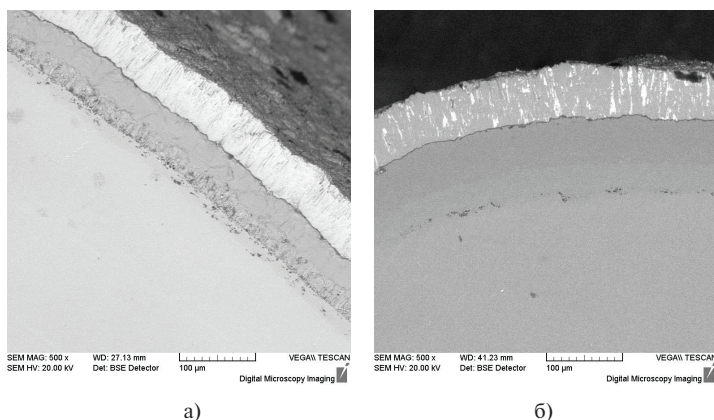
Усредненные результаты на циклическую теплостойкость в интервале температур 1150↔ 200°C образцов приведены в таблице 2.

Таблица 2

**Результаты испытаний на циклическую теплостойкость**

| № п/п | Тип образца | Тип ЖСС          | Количество циклов до скола ТЗП |
|-------|-------------|------------------|--------------------------------|
| 1     | Таблетка    | ВСДП-4 + ВСДП-18 | 473                            |
| 2     | Цилиндр     |                  | 470                            |

По результатам металлографического исследования образца с покрытием ВСДП-4 + ВСДП-18 + ТЗП (Zr-Y-Gd-Hf)-0 отмечено наличие столбчатой структуры у керамического слоя (рис. 4 а). При исследовании покрытия после 300 термоциклов (рис. 4 б) выявлено нарушение первичной структуры керамики — сращивание отдельных столбцов покрытия, а также кристаллитный переход части керамики кубической структуры в моноклинную. Эти процессы отрицательно сказываются на термостойкости покрытия при эксплуатации.



**Рис. 4.** Вид покрытия с керамическим слоем (Zr-Gd-Hf-Y)-O  
а) в исходном состоянии б) после 300 циклов испытаний

Для оценки поведения конструкции лопатки ТВД в ходе нагрева и охлаждения при температурах 100↔900°C было проведено термометрирование лопатки без покрытия. Фиксировалось изменение температуры в выбранных точках пера (на спинке и корыте) во времени при помощи ХА термопар (пример установки на корыте см. рис. 5). При испытаниях внутренняя полость была заполнена теплоизолирующим материалом (термоцементом), чтобы исключить конвекционный нагрев и охлаждение со стороны внутренней поверхности.

Испытания проводились в муфельной печи, температурные показания фиксировались прибором для измерения температуры «Термодат» погрешность измерения ±1°C.

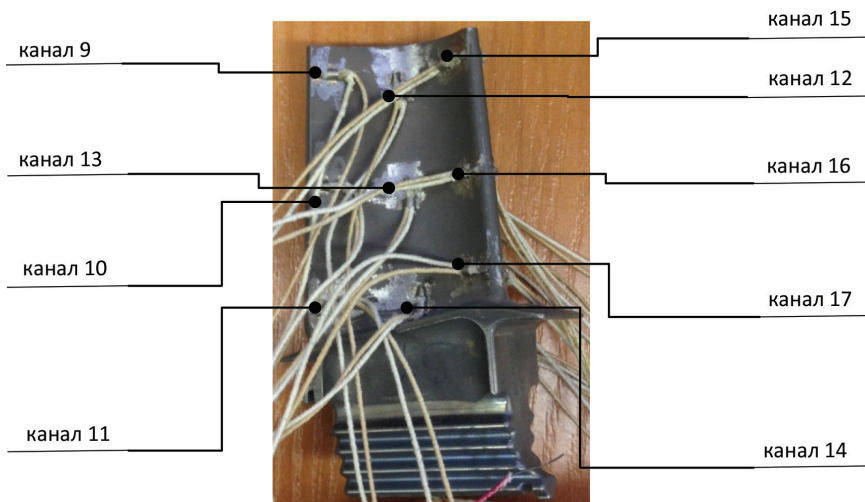


Рис. 5. Схема крепления термопар на корыте лопатки ТВД

По результатам исследования были получены распределения температуры во времени с каждого канала. Результаты исследования показывают, что наибольшая температурная неравномерность на линии входная кромка — центр лопатки — выходная кромка приходится на первые десятки секунд полуцикла нагрева (пик примерно через 30–40 секунд после начала полуцикла) и полуцикла охлаждения (пик примерно через 40–60 секунд после начала полуцикла), в некоторых участках (к примеру, в центре корыта (каналы 10,13,16)) разница между точками с минимальной и максимальной температурой в пиковый момент составляет более 100°C (см. рис. 6).

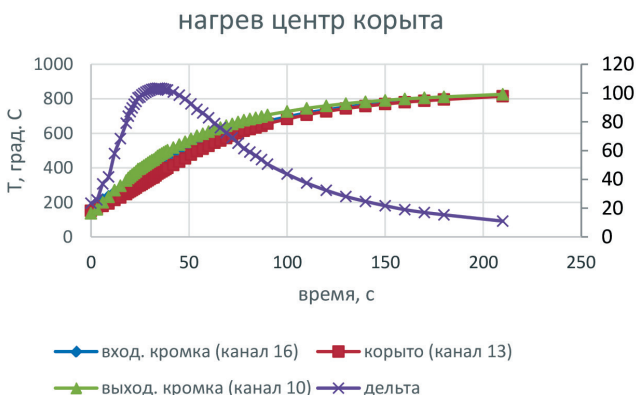


Рис. 6. Распределение температуры в центре корыта и разность между максимальной и минимальной температурой (дельта) в момент нагрева

Данный эффект объясняется разнотолщинностью конструкции (неравномерностью масс) и, соответственно, разным временем, необходимым на нагрев и теплоотдачу отдельных частей лопатки. В это время достигается наибольшее стеснение свободной термической деформации  $\epsilon_0$  и именно здесь следует ожидать появление пластической деформации, приводящей к необратимым изменениям структуры материала и, как итог, разрушению при циклических нагревах [4].

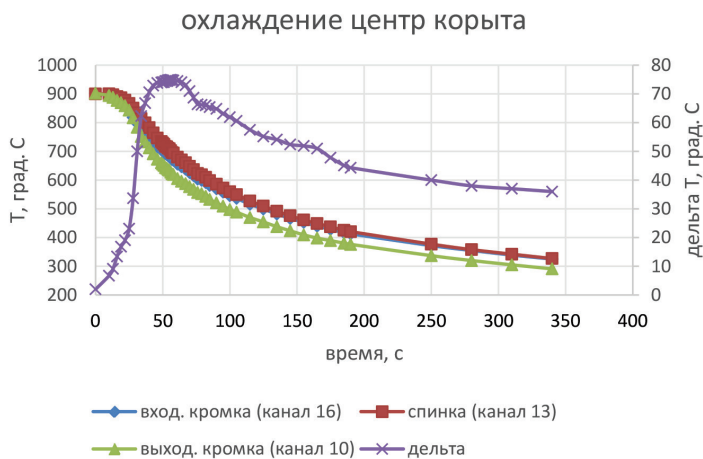


Рис. 7. Распределение температуры в центре корыта и разность между максимальной и минимальной температурой (дельта) в момент охлаждения

### Выводы по экспериментальной работе:

1. Проведенные испытания покрытий с ТЗП толщиной 50, 100 мкм показали, что разработанные во ФГУП «ВИАМ» композиции при термоциклировании по режиму  $1150 \leftrightarrow 200^\circ\text{C}$  не теряют своих защитных свойств на протяжении до 400 циклов.

2. Эксперимент показал наличие температурного градиента в конструкции лопатки в процессе полциклов нагрева и охлаждения (в пиковые моменты градиент составляет более  $100^\circ\text{C}$ ). Стоит отметить, что с учетом наложения других факторов влияния в условиях эксплуатации (таких как чередование нестационарных и стационарных режимов, скорость нагрева/охлаждения, время работы двигателя, наличие газодинамики (в том числе скорость потоков рабочих газов, зоны влияния потока на деталь), а также внутренняя конвекция и наличие перфорации) температурные градиенты по профилю могут превышать  $500^\circ\text{C}$ .

3. Отметим, что чередующиеся нагревы и охлаждения происходят с высокими скоростями, что приводит к росту скорости упругопластической деформации отдельных участков лопатки, стесненных в отношении термической деформации может составлять  $10^{-4} \text{ c}^{-1}$ .

4. Применение теплозащитных покрытий позволит снизить вероятность возникновения трещин термической усталости, за счет времени задержки достижения пиковых температур на стенке лопатки (теплозащитный эффект покрытий).

### Дальнейшие перспективы и мероприятия

Для выяснения времени достижения пиковых температур на стенках лопатки были разработаны модельный образец (рис. 8) и установка для термоциклических испытаний (рис. 9).

Образец представляет собой двухступенчатый вал с двумя отверстиями различного диаметра, одно из которых (большее) имеет эксцентриситет относительно наружного диаметра. В это отверстие осуществляется приварка концов термопар, а провода выводятся через отверстие малого диаметра. Смещенное отверстие обеспечивает толщину стенок образца в 1 мм и 3 мм с противоположных сторон. Данные характеристики образца имитируют разнотолщинность кромок реальной лопатки ТВД.

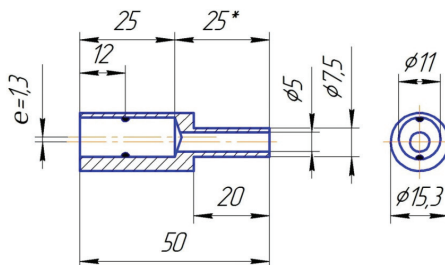


Рис. 8. Эскиз специального образца для термоусталостных испытаний

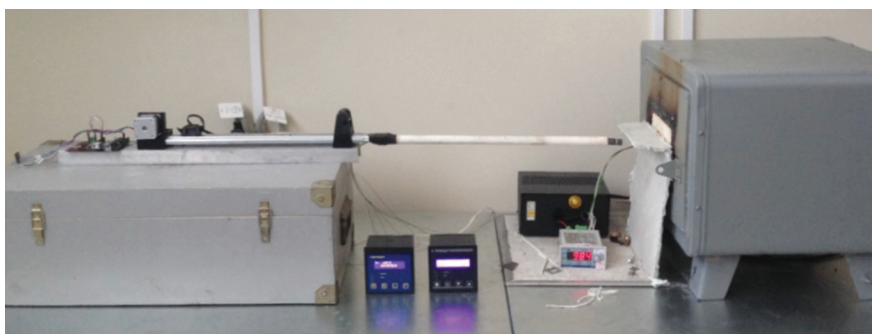


Рис. 9. Установка для термоциклирования:

- 1 — блок подачи образца в печь с шаговым двигателем, управляемым микроконтроллером;
- 2 — блок регистрации температуры образца, состоящий из промышленных приборов «Термодат»;
- 3 — образец;
- 4 — печь;
- 5 — система регулировки и контроля температуры печи



Установка, позволяющая проводить термоциклические испытания, состоит из следующих основных узлов:

- Печь с системой контроля и регулировки температуры;
- Блок автоматической подачи образца в печь с шаговым двигателем, управляемым микроконтроллером;
- Блок регистрации температуры образца, состоящий из промышленных приборов «Термодат».

Образец устанавливается в керамический держатель, который в свою очередь крепится к телескопическому выдвигному механизму с шаговым двигателем, управляемым микроконтроллером. Время выдержки образца в печи можно регулировать. Микроконтроллер отсчитывает заданное время, после чего механизм вынимает образец из печи. Таким образом, повторять термоциклирование можно автоматически.

Для оценки времени, в течение которого сохраняется теплозащитный эффект, будут проводиться испытания модельных образцов, имитирующих кромки лопатки, с различной толщиной керамического слоя.

Это позволит рассматривать вопрос создания технологии нанесения керамического покрытия различной толщины относительно профиля лопатки.

Опробование теплозащитных покрытий для лопаток турбины планируется в рамках НИР с ФГУП «ВИАМ» на 2018 год.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Коффин Л.Ф. О термической усталости сталей / в сб.: Жаропрочные сплавы при изменяющихся температурах и напряжениях. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1960. — С. 188–258.
2. Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов. — М.: Машиностроение, 1980. — 200 с.
3. Будиновский С.А., Матвеев П.В., Живушкин А.А., Тихомирова Е.А., Беляева Л.А., Балакин С.М. Экспериментально-расчетные исследования ионно-плазменных теплозащитных покрытий для лопаток турбин из интерметаллидных никелевых сплавов // Электromеталлургия. — № 2. 2017. — С. 16–25.
4. Тихомирова Е.А. Проблемы термической усталости и особенности развития разрушения при термоциклических испытаниях материалов // Морской вестник. — № 2 (62). 2017. — С. 71–73.

# АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИКИ И УПРАВЛЕНИЯ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

---

УДК 629.7 (075)

*А.Я. Дмитриев, Т.А. Митрошкина*

*ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королева»  
dmitriev57@rambler.ru*

## **АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ И РИСКОВ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССАМИ СИСТЕМЫ МЕНЕДЖМЕНТА ПРЕДПРИЯТИЯ АВИАЦИОННОЙ ОТРАСЛИ**

Новые редакции международных стандартов AS 9100, ISO 9001 требуют от предприятий авиационной отрасли планирования деятельности на основе анализа рисков и возможностей. Существуют десятки международных и национальных стандартов в области менеджмента риска, при этом наиболее отработанным в авиационной и автомобильной отраслях является метод анализа видов и последствий потенциальных несоответствий FMEA. Как альтернатива рассмотрен SWOT-анализ сильных и слабых сторон, *возможностей и угроз*. В данной работе предлагается применение метода FMEA для анализа рисков и возможностей процессов СМК и реализации требований AS 9100:2016 и ISO 9001:2015 в части управления рисками и возможностями. Приводится пример применения FMEA анализа для процесса СМК.

Новые редакции международных стандартов ISO 9001:2015 и AS 9100:2016 требуют проведения анализа и управления рисками и возможностями для организаций любых форм и отраслей, включая авиационную и аэрокосмическую. Среди аспектов, которым уделено особое внимание в новых редакциях стандартов по сравнению с предыдущими: менеджмент знаний организации, планирование изменений, риск-ориентированное мышление [1].

Пункт 6.1 «Действия в отношении рисков и возможностей» является первым, заглавным требованием раздела 6. «Планирование» ISO 9001:2015. Существуют десятки международных и национальных стандартов в области менеджмента риска и методов анализа и управления рисками. Основные методы анализа рисков подробно изложены в международном стандарте ISO / IEC 31010 «Управление рисками. Методы оценки рисков» и стандартах серии ГОСТ Р 51901.x «Менеджмент риска». В авиационной отрасли особое внимание уделяется управлению рисками в цепи поставок на основе стандартов ARP9134A / EN 9134 «Аэрокосмическая документация. Системы качества. Управление рисками в системе

поставок», ГОСТ Р 56078 «Системы менеджмента качества предприятий авиационно-космической промышленности. Руководство по менеджменту риска в цепи поставок».

В основном для анализа возможностей используется хорошо зарекомендовавший себя метод, применяемый для стратегического планирования анализ сильных и слабых сторон, возможностей и угроз SWOT-анализ. В качестве объекта SWOT-анализа может быть не только организация, отдельные элементы системы менеджмента (процессы) и даже отдельные сотрудники. Для проведения анализа процессов системы менеджмента необходимо выявить и описать внутренние и внешние факторы, влияющие на процесс: сильные стороны (strengths), слабые стороны (weaknesses), возможности (opportunities), угрозы (threats).

Сильные (S) и слабые (W) стороны являются факторами внутренней среды объекта анализа, (т. е. тем, на что сам объект способен повлиять); возможности (O) и угрозы (T) являются факторами внешней среды (т. е. тем, что может повлиять на объект извне и при этом не контролируется объектом). Необходимо рассмотреть четыре вида возможных стратегий наиболее эффективного использования сильных сторон и нивелирования слабых сторон для максимальной реализации внешних возможностей и управления внешними угрозами.

SWOT-анализ широко применяется для оценки инвестиционной привлекательности компаний и разработки бизнес-планов, в том числе предприятий авиакосмической отрасли. Так, например, инвестиционные отчеты Boeing строятся на основе анализа внешних и внутренних факторов и содержат соответствующие выводы и прогнозы. Отчет на 9 июня 2017 года содержит следующий прогноз: «Благодаря указанным факторам, включая сокращение инженерных (R & D) и операционных расходов, мы заметно увеличили прогноз на 2020–2022 гг. до 14,70 долларов за акцию» [2]. Пример классического применения SWOT-анализа по данным отчетов Boeing приведен в таблице 1.

В авиационной и автомобильной промышленности накоплен значительный опыт управления рисками с применением метода анализа видов и последствий потенциальных несоответствий FMEA [3–9]. Доказана экономическая эффективность внедрения метода FMEA, которая заключается в значительном сокращении количества вносимых изменений в конструкторскую и технологическую документацию после начала производства. Известно, что в соответствии с правилом 10-кратного увеличения стоимости устранения дефекта на каждом последующем этапе жизненного цикла цена изменения в действующем производстве измеряется сотнями тысяч рублей, в отличие от стоимости изменения, вносимого на стадии проектирования («на бумаге»), которое составляет незначительные финансовые затраты. Авторами накоплен многолетний опыт разработки инструментов управления техническими рисками в соответствии с требованиями ISO/TS 16949, экологическими рисками в соответствии с требованиями ISO 14001, рисками профессионального здоровья и безопасности труда, в соответствии с требованиями OHSAS 18001 на основе FMEA анализа и ISO 31000 [3–9].

## Выдержка из SWOT-анализа на основе данных инвестиционных отчетов Boeing

|   |   |   |
|---|---|---|
| <p><b>Внешние факторы</b></p> <p><b>Внутренние факторы</b></p>  | <p><b>Возможности (Opportunities)</b></p> <p>1. Увеличение расходов на гособорону.</p> <p>2. Высокий спрос на коммерческие самолеты Boeing. Увеличение количества заказов, так как высокий спрос на полеты и низкие затраты на топливо улучшат финансовые позиции многих перевозчиков и их желание заменить свои старые флоты новыми самолетами</p>   | <p><b>Угрозы (Threats)</b></p> <p>1. Значительная конкуренция: заказы растут для новых самолетов C Series Bombardier (Bombardier Aerospace — канадский производитель) и для семейства авиалайнеров C919 производства Commercial Aircraft Corporation of China (Comac).</p> <p>2. Агрессивный выкуп акций</p>  |
| <p><b>Сильные стороны (Strengths)</b></p> <p>1. Надежный пул заказов.</p> <p>2. Высокая чистая прибыль по итогам 2016 года.</p> <p>3. Снижение инженерных (R &amp; D) и операционных расходов</p>                                     | <p>Стабильность заказов объясняется стремительным спросом на новые самолеты, такие как Boeing 787 Dreamliner и его модификации.</p> <p>Финансово-обоснованный и дружелюбный к акционерам: Boeing, поддерживающий здоровый баланс (Financial Strength: A ++), стремится вернуть большую часть своих денежных средств от операций акционерам в форме ежеквартальных дивидендов или выкупа акций</p> | <p>Высокая конкуренция с Bombardier Aerospace и Comac, наряду с продолжающейся битвой на рынке с Airbus, может повлиять на собственную книгу заказов Boeing со временем и заставить компанию еще больше увеличить расходы на исследования и разработки и повышать производительность и эффективность.</p> <p>Самолеты обновляются чаще, чем когда-либо прежде, что помогает компании и Airbus (дочернему предприятию EADS), основному европейскому сопернику, бороться за новые победы в бизнесе.</p> <p>Эта тенденция сохранится в будущем, учитывая интенсивную конкуренцию, низкую процентную среду и повышенный акцент на легкости, топливе — эффективности конструкции</p> |
| <p><b>Слабые стороны (Weakness)</b></p> <p>1. Огромное отставание по направлению коммерческих самолетов — на 5700 самолетах стоимостью 417 миллиардов долларов.</p> <p>2. Значительные социальные расходы (пенсионные отчисления)</p> | <p>Платформа 787 Dreamliner страдает от проблем с задержками выполнения программы и в том числе из-за пожарной опасности, связанной с ее литий-ионными батареями. Тем не менее заказы на революционный долговечный, экономичный реактивный лайнер — первый коммерческий реактивный самолет с использованием в основном композитных материалов — продолжают накапливаться</p>                      | <p>Значительная пенсионная нагрузка Boeing вынуждает компанию постоянно использовать доходы для выполнения своих обязательств перед отставными работниками. Утечка прибыли также будет сохраняться, несмотря на вероятность лучшей инвестиционной отдачи и усилия по проведению переговоров с пенсионными планами с меньшими налогами с ее профсоюзами</p>  |

Предлагается использовать методологию FMEA не только для анализа рисков технических систем на этапе разработки и проектирования продукции и технологических процессов, в соответствии с ARP9134A / EN 9134 и ГОСТ Р 56078, а также применительно к процессам системы менеджмента авиационного предприятия. Залогом успешного применения FMEA служит полное и корректное описание процесса. Как правило, в карте (паспорте) процесса SMK имеется вся необходимая информация для проведения анализа рисков и возможностей.

Аналогично применению FMEA для технологического процесса, в соответствии с методикой FMEA, в первую очередь подробно описывается цель и задачи анализируемого процесса системы менеджмента, определяются требования. Затем определяются потенциальные несоответствия, их последствия и причины (возможности), рассчитывается приоритетное число риска (возможностей) и разрабатываются мероприятия по снижению риска (усилению возможностей).

Реализация предлагаемого подхода с успехом проведена на ряде предприятий автомобильной отрасли. Принятый в FMEA формат протокола хорошо подходит для планирования и демонстрации улучшений в отношении к рискам и возможностям.

При проведении FMEA процессов SMK для унификации за элементы процессов приняты: входные данные процесса, выходные данные процесса, наличие соответствующего персонала, соответствующая документация. Ниже приведен пример протокола FMEA для процесса менеджмента «Развитие системы менеджмента, аудиты, КД и ПД» (рис. 1). Владельцем процесса является директор по качеству.

Для данного предприятия причиной наибольшего риска процесса SMK «Развитие системы менеджмента, аудиты, КД и ПД» является низкая мотивация персонала. Начальное значение приоритетного числа риска по данной причине составило 405 баллов. Спецификой предприятия является высокое значение среднего возраста ИТР, при котором нужна разработка специфических мотивационных мероприятий. Поэтому прием двух молодых специалистов, на которых действуют функционирующие на предприятии мотивационные мероприятия, приводит к значительному снижению баллов возникновения (O) и обнаружения (D) и, соответственно, снижению ПЧР.

Следует отметить, что SWOT-анализ носит элемент обобщенности. Как было указано ранее, методология FMEA была успешно апробирована для анализа возможностей процессов SMK. В таблице представлены основные отличия анализа возможностей от анализа рисков.

Таблица 2

**Основные отличия применения FMEA для анализа рисков и возможностей**

| Анализ рисков                        | Анализ возможностей                   |
|--------------------------------------|---------------------------------------|
| Потенциальные причины несоответствия | Потенциальные возможности             |
| Приоритетное число риска (ПЧР)       | Приоритетное число возможностей (ПЧВ) |



В первую очередь при анализе возможностей рассматривается инновационный потенциал: патенты, применение методов робастного проектирования [6], планирования экспериментов [7], матричного метода структурирования качества [10].

Таким образом, SWOT-анализ и метод FMEA являются универсальными подходами к управлению возможностями и рисками. Предприятия авиационной и автомобильной отрасли, имеющие опыт применения метода FMEA, уже готовы к реализации требований AS9100:2016 и ISO 9001:2015 по управлению рисками и возможностями. Повышение эффективности применения метода FMEA возможно за счет его применения к процессам системы менеджмента с целью повышения конкурентоспособности предприятий и демонстрации постоянного улучшения процессов СМК как снижение потенциальных рисков и усиление возможностей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Дмитриев А.Я., Митрошкина Т.А., Papic L., Campbell D.* Значение инженерных методов в реализации требований международных стандартов ISO 9001:2015, AS 9100:2016, ISO/TS 16949:2016 // Наука. Творчество. XII международная научная конференция. 1–16 апреля 2016 г. В 3 томах. Т. 1. — Самара: изд-во Самарской государственной областной академии (Наяновой), 2016. — С. 206–210.
2. Инвестиционный отчет BOEING COMPANY на бирже NYSE-BA [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www3.valueline.com/dow30/f1254.pdf>.
3. *Ващуков Ю.А., Дмитриев А.Я., Митрошкина Т.А.* Анализ видов, последствий и причин потенциальных несоответствий (FMEA). Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева. — Самара, 2008. — 31 с.
4. *Годлевский В.Е., Дмитриев А.Я., Юнак Г.Л.* Применение метода анализа видов, причин и последствий потенциальных несоответствий (FMEA) на различных этапах жизненного цикла автомобильной продукции / под ред. В.Я. Кокотова. — Самара: ГП «Перспектива», 2002. — 160 с.
5. *Родионов В.Н., Попова Т.В., Дмитриев А.Я., Митрошкина Т.А.* Метод разработки инноваций с учетом рисков в производстве автотракторных проводов // Кабели и провода. — 2011. № 1 (326). — С. 10–14.
6. *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.
7. *Дмитриев А.Я., Митрошкина Т.А., Шутемова Е.В., Кончиц А.В.* Совершенствование сборочных процессов с использованием методики планирования экспериментов ЛИС-ХИН и метода анализа рисков FMEA // Сборка в машиностроении, приборостроении. — 2015. № 8. — С. 44–48.
8. *Митрошкина Т.А., Дмитриев А.Я., Лантев Н.И., Богатеев Г.Г.* Современные инновационные методы структурирования качества продукции и управления рисками // Вестник Казанского технологического университета. — 2014. Т. 17, № 8. — С. 330–332.
9. *Родионов В.Н., Попова Т.В., Дмитриев А.Я., Митрошкина Т.А.* Инновационное преобразование рабочих мест на основе интеграции методов QFD и FMEA // Методы менеджмента качества. — 2011. № 8. — С. 30–35.
10. *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]. Режим доступа: DOI: <https://doi.org/10.1051/itmconf/20160602005>.

# НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАБОТЫ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

---

УДК 629.7

А.А. Курнухин<sup>1</sup>, И.Ф. Лыкова<sup>1</sup>, Д.А. Поляков<sup>1</sup>, О.А. Рудаков<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

<sup>2</sup> АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург

## РАСЧЕТ СКОРОСТИ ДЕТОНАЦИИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ

В связи с популяризацией за рубежом и в России детонационного двигателя представлен метод, апробированный экспериментально, газодинамического расчета скорости детонации в зависимости от начальных параметров среды, по которой распространяется ударная волна, стабилизированная наступлением теплового кризиса при подводе теплоты в дозвуковом потоке за скачком уплотнений. Показан характер влияния на скорость детонации значений входных температуры, давления и избытка окислителя горючей смеси, что необходимо для оценки эксплуатационной применимости детонационного двигателя на летательных аппаратах.

*Ключевые слова:* детонация; двигатель; начальные параметры; горючая смесь.

В настоящее время за рубежом и в России большое внимание уделяется исследованием детонационных двигателей[1]. В Интернете и в некоторых публикациях активно рекламируется детонационный двигатель как перспектива в энергетике.

Детонационный двигатель представляет собой тепловую машину, в которой, в отличие от других, повышение полного давления рабочего тела (воздуха) осуществляется в ударной волне, а не в компрессоре. Используется энергия ударной волны.

Детонация, как газодинамический процесс, есть распространение по химически активной смеси ударной волны (адиабатического прямого скачка уплотнений), которая стабилизируется при наступлении теплового кризиса с подводом теплоты сгорания топлива к дозвуковому потоку за скачком. При этом приведенная скорость продуктов сгорания за волной равна ее критическому значению.

Параметры детонации, а следовательно, и параметры термодинамического цикла детонационного двигателя определяются значением ее скорости  $\lambda$  и входными условиями процесса: температурой  $T_1$ , давлением  $p_1$  и коэффициентом избытка окислителя  $\alpha$  горючей смеси.

В литературе отсутствуют систематизированные расчетные материалы о влиянии указанных выше начальных параметров смеси на параметры детонационного двигателя, в связи с чем настоящая работа является актуальной.



Газодинамический расчет детонации представлен в работе [2].

Физической моделью расчета детонации является обращенная схема явления, при которой газ протекает со сверхзвуковой скоростью к области детонации, а фронт волны неподвижен.

Термодинамическая модель детонации устанавливает, что ударная волна всегда предшествует зоне выделения теплоты за ней. Детонационная волна двухслойна и состоит из адиабатического скачка и зоны горения за ней (некоторые авторы процесс в целом как скачок в комбинации с зоной горения называют детонационным горением).

Сильная ударная волна, распространяясь по горючей смеси в канале постоянного сечения, обеспечивает поджигание этой смеси за счет высокой температуры газа за волной, инициируется, например, взрывом ВВ или электрическим разрядом.

Математическая модель детонации описывается системой дифференциальных уравнений сохранения и переноса энергии, массы и количества движения.

В расчете примем, что газ идеальный, поток одномерный, массовый расход газа постоянен (не учитывается расход горючего), тепловые потери полного давления в дозвуковом потоке за волной не учитываются из-за их малости по сравнению с волновыми потерями [2].

В этом случае запишем уравнение удельных импульсов для трех сечений потока: перед ударной волной с индексом «1», за ударной волной — «2», в сечении, где завершён процесс подвода теплоты — с индексом «3» (в обращенном течении):

$$z(\lambda_1) \cdot \sqrt{T_1^*} = z(\lambda_2) \cdot \sqrt{T_2^*} = z(\lambda_3) \cdot \sqrt{T_3^*}.$$

Преобразуем это выражение с учетом свойств адиабатической ударной волны,  $T_1^* = T_2^*$ ,  $\lambda_2 = \frac{1}{\lambda_1}$  и условия теплового кризиса  $\lambda_3 = 1$ :

$$z(\lambda) = z\left(\frac{1}{\lambda}\right) = \sqrt{\theta} \quad (1)$$

где  $z(\lambda) = \frac{1}{2} \left( \lambda + \frac{1}{\lambda} \right)$  — газодинамическая функция, называемая приведенным полным импульсом;

$\lambda = \frac{W}{a_{kp}}$  — приведенная скорость потока;

$w$ , м/с — скорость потока (скорость ударной волны),  $a_{kp} = 18,3\sqrt{T_1^*}$  — скорость звука в критическом сечении для  $k = 1,4$ ;  $T_1^*$ , К — полная температура газа в ударной волне.

$$w_1 = \lambda_1 \cdot 18,3 \cdot \sqrt{T_1^*} = \lambda_1 \cdot 18,3 \cdot \sqrt{\frac{T_1}{\tau(\lambda)}} \quad (2)$$

где  $T_1$ , К — температура потока на входе,  $\tau(\lambda) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2$  — газодинамическая функция;  $\theta = \frac{T_3^*}{T_1^*}$  — степень повышения полной температуры газа в зоне горения.

С учетом вышеприведенного запишем уравнение (1) в следующем виде:

$$\frac{1}{2} \left( \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{1/\lambda_1} \right) = \sqrt{\theta}$$

и решим его относительно  $\theta$ :

$$\theta = \frac{\left( 1 + \frac{1}{\lambda_1^2} \right)^2}{4 \cdot \frac{1}{\lambda_1^2}} \quad (3)$$

Уравнение (3) однозначно связывает приведенную скорость детонационной волны с подогревом газа за ней.

Степень повышения полной температуры газа за ударной волной  $\theta$  при наступлении теплового кризиса  $\lambda_3 = 1$  может быть определена из уравнения энергии:

$$T_3^* - T_1^* = \frac{\eta \cdot H_u}{c_p \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)}$$

После преобразования получим формулу для определения влияния входных параметров среды на скорость детонации:

$$\frac{\theta - 1}{\tau(\lambda_1)} = \frac{H_u}{T_1 \cdot (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot \frac{c_p}{\eta \cdot k}} \quad (4)$$

где  $H_u$ ,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , низшая теплота сгорания топлива;

$\alpha$  — коэффициент избытка окислителя;

$L_0$  — теоретически необходимый расход окиси;

$c_p$ ,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  — теплоемкость газа при постоянном давлении;

$\eta$  — коэффициент использования теплоты, характеризующий ее потери на термическую диссоциацию продуктов сгорания, на неполноту сгорания, на отвод теплоты в стенку трубы, в частности, связанный с ее диаметром, и др.;

$k$  — коэффициент, учитывающий влияние разряжения на диссоциацию продуктов сгорания, определяется из таблицы 1.

Таблица 1<sup>1</sup>

|                    |            |      |     |
|--------------------|------------|------|-----|
| $p_1$ , мм рт. ст. | $\geq 760$ | 400  | 200 |
| $k$                | 1          | 0,94 | 0,8 |

<sup>1</sup> Влияние давления  $p_1$  на диссоциацию взято из работы: Соколик А.С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. — Изд. АН СССР, 1960.

Отношение  $c_p/\eta$  в формуле (4) определено для соответствующих горячих смесей, используя опытные значения скорости детонации.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 2.

Таблица 2

**Характеристики горючих смесей**

| Параметр / Горючая смесь                   | $H_u, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ | $L_0$ | $c_p/\eta, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ | $T_1, \text{К}$ |
|--|-------------------------------------|-------|---|-----------------|
| Водородно-воздушная, $H_2 + \text{воздух}$ | 120000                              | 34,2  | 1,8   | 298             |
| Метано-кислородная, $CH_4 + 2O_2$          | 50030                               | 3,96  | 3,85  | 303             |
| Водородно-кислородная, $2H_2 + O_2$        | 120000                              | 8     | 3,323   | 283             |
|  |                                     |       | 3,356   | 303             |
|  |                                     |       | 3,414   | 313             |

Результаты расчета по формулам (1), (2), (3), (4) приведены в таблице 3. Также даны экспериментальные значения скорости детонации.

Таблица 3

**Результаты расчета скорости детонации**

| № | Параметр варьирования | Исходные данные  | $\lambda_1$ | $\theta$ | $w_1, \text{м/с}$ | $w_1, \text{м/с, эксп.}^1$ |
|---|-----------------------|--|-------------|----------|-------------------|----------------------------|
|   | Горючая смесь         |  |             |          |                   |                            |
| 1 | Водородно-воздушная   | $T_1 = 303, \text{К}$<br>$p_1 = 760 \text{ мм рт. ст.}$<br>$\alpha = 1$        | 2,278       | 1,840    | 1972              | 1960                       |
| 2 | Метано-кислородная    |  | 2,320       | 1,890    | 2305              | 2320                       |
| 3 | Водородно-кислородная |  | 2,360       | 1,937    | 2806              | 2803                       |
|   | $\alpha$              |  |             |          |                   |                            |
| 4 | 1,0                   | Водородно-воздушная<br>$T_1 = 303, \text{К}$<br>$p_1 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ | 2,278       | 1,840    | 1972              | 1960                       |
| 5 | 1,1                   |  | 2,265       | 1,830    | 1889              |                            |
| 6 | 1,2                   |  | 2,250       | 1,820    | 1813              |                            |
| 7 | 1,3                   |  | 2,237       | 1,800    | 1751              |                            |

<sup>1</sup> Экспериментальные данные  $w_{1\text{эксп}}$  взяты из работы: Щетинков Е.С. Физика горения газов. М.: изд-во «Наука», 1965.

| №  | Параметр<br>варьирования | Исходные<br>данные  | $\lambda_1$ | $\theta$ | $w_1$ , м/с | $w_1$ , м/с,<br>эксп. <sup>1</sup> |
|----|--------------------------|---|-------------|----------|-------------|------------------------------------|
|    | $\alpha$                 |   |             |          |             |                                    |
| 8  | 1,0                      | Метано-<br>кислородная<br>$T_1 = 303$ ,<br>К<br>$p_1 = 760$<br>ммрт. ст.    | 2,320       | 1,890    | 2306        | 2320                               |
| 9  | 1,1                      |   | 2,312       | 1,880    | 2218        |                                    |
| 10 | 1,2                      |   | 2,300       | 1,870    | 2144        |                                    |
| 11 | 1,3                      |   | 2,290       | 1,860    | 2078        |                                    |
|    | $\alpha$                 |   |             |          |             |                                    |
| 12 | 1,0                      | Водородно-<br>кислородная<br>$T_1 = 303$ ,<br>К<br>$p_1 = 760$<br>ммрт. ст. | 2,360       | 1,940    | 2806        | 2803                               |
| 13 | 1,1                      |   | 2,353       | 1,930    | 2700        |                                    |
| 14 | 1,2                      |   | 2,350       | 1,920    | 2598        |                                    |
| 15 | 1,3                      |   | 2,340       | 1,910    | 2508        |                                    |
|    | $T_1$ , К                |   |             |          |             |                                    |
| 16 | 283                      | Водородно-<br>кислородная<br>$\alpha = 1$<br>$p_1 = 760$<br>ммрт. ст.       | 2,366       | 1,944    | 2813        | 2803                               |
| 17 | 303                      |   | 2,360       | 1,940    | 2807        | 2803                               |
| 18 | 313                      |   | 2,357       | 1,930    | 2805        |                                    |
| 19 | 373                      |   | 2,340       | 1,910    | 2797        | 2790                               |
|    | $p_1$<br>ммрт. ст.       |   |             |          |             |                                    |
| 20 | 200                      | Водородно-<br>кислородная<br>$T_1 = 303$ ,<br>К<br>$\alpha = 1$             | 2,340       | 1,910    | 2521        |                                    |
| 21 | 400                      |   | 2,355       | 1,930    | 2730        |                                    |
| 22 | 760                      |   | 2,360       | 1,940    | 2806        | 2803                               |

Анализ таблицы 3 показывает, что повышение начальной температуры горючей смеси  $T_1$ , как и коэффициента избытка окислителя  $\alpha$ , уменьшает скорость детонации  $\lambda_1$  и  $w_1$ . Снижение давления смеси  $p_1$  ниже атмосферного приводит к резкому понижению скорости детонации из-за диссоциации продуктов сгорания.

Таблица 3 иллюстрирует хорошее совпадение расчетных и эксплуатационных значений скорости детонации  $w_1$ .

## Выводы

1. Представлен метод газодинамического расчета оценки влияния входных параметров среды и видов горючей смеси на скорость детонации. Выведена расчетная формула. Метод апробирован экспериментальными данными.
2. Показано, что снижение входной температуры среды приводит к повышению скорости детонации. Так, при изменении температуры водородно-кислородной топливной смеси с 373 К до 283 К скорость детонации увеличивается с 2805 м/с до 2813 м/с.
3. Установлено, что повышение коэффициента избытка окислителя от стехиометрии снижает скорость детонации. Так, при изменении  $\alpha$  с 1,0 до 1,3 для водородно-воздушной смеси скорость детонации падает с 1972 м/с до 1751 м/с.
4. Понижение начального давления горючей смеси ниже атмосферного существенно уменьшает скорость детонации из-за диссоциации продуктов сгорания. Так, для водородно-кислородной смеси уменьшение начального давления с 760 мм рт. ст. до 200 мм рт. ст. приводит к понижению скорости детонации с 2806 м/с до 2521 м/с, что необходимо учитывать при применении детонационного двигателя на летательном аппарате.
5. Метод расчета может быть использован при определении параметров цикла детонационного двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Оптимизация камеры сгорания / под ред. О.А. Рудакова / А.В. Григорьев и др. — СПб.: изд-во Политехнического университета, 2015. — 152 с.

УДК 629.7

*А.В. Григорьев, О.А. Рудаков, А.В. Соловьева*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург*

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДЕТОНАЦИИ В КАНАЛЕ ПОСТОЯННОГО СЕЧЕНИЯ

Представлен метод расчета параметров детонации в газах на основе уравнений газовой динамики для одномерного потока с использованием газодинамических функций, который может быть применен для оценки эффективности работы детонационных двигателей.

*Ключевые слова:* детонация, расчет, ударная волна, газодинамическая функция.

Для суждения об эффективности использования ударных волн для создания реактивной тяги двигателя необходимо знание параметров детонации.

Детонация есть распространение ударной волны по химически активному газу в канале, стабилизированной наступлением теплового кризиса при подводе теплоты химических реакций к дозвуковому потоку за волной [1].

Термодинамическая модель детонации состоит в том, что прямой скачок уплотнений всегда предшествует зоне химических реакций [2].

Детонационная волна является двухслойной [3]. Первый слой представляет собой адиабатическую ударную волну, при прохождении через которую газ сильно разогревается и воспламеняет горючую смесь. В указанной работе сказано, что «...процесс горения при детонации, как и при медленном горении, протекает в дозвуковой части газового потока». Во втором слое протекает химическая реакция с подводом теплоты в дозвуковом потоке при постоянном давлении. «Количество теплоты, выделяющейся при сгорании единицы смеси  $q = C_p \cdot \Delta T^*$ ».

Процесс детонации, начавшийся со взрыва ВВ, непрерывно ослабевает до тех пор, пока скорость распространения взрывной волны не снизится до минимального значения, отвечающего наступлению теплового кризиса в зоне подвода теплоты в канале постоянного сечения.

При этом приведенная скорость продуктов сгорания примет значение  $\lambda = 1^1$ .

С этого момента распространение детонационной волны приобретает устойчивый характер и устанавливаются стационарные значения приведенных скоростей потока  $\lambda_1, \lambda_2 = 1/\lambda_1, \lambda_3 = 1$ , рис. 1.

Для исследования процесса принята обращенная схема явления, где считается, что газ течет в канале постоянного сечения со скоростью  $W_1$  к области детонации, а фронт волны неподвижен.

Математическую модель детонации представим с учетом ее физической модели, показанной выше, на основе уравнений газовой динамики для одномерного газового потока в канале постоянного сечения с использованием газодинамических функций  $\tau(\lambda), \pi(\lambda), y(\lambda), q(\lambda), r(\lambda), f(\lambda)$  и  $z(\lambda)$ . Принимается постоянство расхода идеального газа до и после детонационной волны.

Начальные параметры газа в канале, статические давления, температура и плотность, заданы —  $p_1, T_1$  и  $\rho_1$ .

Из уравнения удельных импульсов при  $\lambda_3 = 1$  имеем:

$$Z(\lambda_1) = Z\left(\frac{1}{\lambda_1}\right) = Z(\lambda_3) \sqrt{\theta} = \sqrt{\theta} \quad 1,$$

где:  $\theta = \frac{T_3^*}{T_1^*}$  — степень повышения полной температуры газа в зоне горения,  $T_1^* = T_2^*$ .

Степень повышения температуры газа  $\theta$  может быть задана или определена из уравнения энергии:

$$T_3^* - T_1^* = \frac{H_u}{1 + L_0} - \frac{1}{C_p} \quad \text{или} \quad \frac{\theta - 1}{\tau(\lambda_1)} = \frac{H_u}{T_1(1 + L_0) C_p}$$

где:  $\eta$  — коэффициент использования теплоты, характеризующий потери теплоты: на диссоциацию продуктов сгорания при очень высоких значениях давления и температуры газа; на качество смешения компонентов смеси; на неполноту сгорания; на отвод теплоты в стенку трубы, в частности, связанный с диаметром трубы, и др.

<sup>1</sup> На значении  $\lambda_3 = 1$  базируется постулат Чепмена — Жуге.

При заданном значении  $\theta$  из уравнения (1) определим функцию  $z(\lambda_1)$  по таблицам газодинамических функций находим приведенную скорость детонационной волны  $\lambda_1$ . Скорость детонационной волны равна:

$$W_1 = \lambda_1 \cdot a_{1kp}, \quad a_{1kp} = 18,3 \sqrt{T_1^*} \quad \text{при } k = 1,4;$$

где:  $T_1^* = T_1 / \tau(\lambda_1)$  полная температура во фронте ударной волны.

Уравнение (1), написанное для условий теплового кризиса при течении потока газа по каналу постоянного сечения, когда  $\lambda_3 = 1$ , может быть решено относительно  $\lambda_1$  и  $\theta$  как квадратное уравнение:

$$z\left(\frac{1}{\lambda_1}\right) = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{1/\lambda_2} \right) = \sqrt{\theta}$$

Получим:

$$\frac{1}{\lambda_1} = \lambda_2 = \sqrt{\theta} - \sqrt{\theta - 1} \quad \text{и} \quad \theta = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda_1^2}\right)^2}{4 \frac{1}{\lambda_1^2}}$$

Этими уравнениями устанавливается прямая связь между скоростью детонационной волны и степенью повышения температуры газа за стационарной ударной волной.

Степень повышения полного давления в фронте ударной волны равна:

$$\frac{P_1^*}{P_1} = \frac{1}{\pi(\lambda_1)}$$

Коэффициент восстановления полного давления в ударной волне равен:

$$\sigma = \frac{P_2^*}{P_1^*} = \frac{q(\lambda_1)}{q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}$$

Изменение энтропии газа в ударной волне  $\Delta S_{1-2} = -R \cdot \ln \frac{P_2^*}{P_1^*}$ ,

где:  $R$  — газовая постоянная.

Определим суммарный коэффициент восстановления полного давления в детонационной волне с учетом волновых и тепловых потерь.

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{q(\lambda_1)}{q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)} \frac{f\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}{f(\lambda_{3kp})}$$

где:  $f(\lambda_{3kp}) = 1,259$  для  $k = 1,33$  и  $\lambda_3 = 1$ ;

Определим повышение статического давления и плотности газа в ударной волне:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{y(\lambda_1)}{y\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}, \frac{\rho_2}{\rho_1} = \lambda_1^2$$

Подставив вторую функцию в первую, получим выражение для ударной адиабаты (адиабата Гюгонио).

Повышение давления и плотности продуктов сгорания:

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{y(\lambda_1)}{y\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)} \cdot \frac{r(\lambda_{s\text{кр}})}{r\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)} = \frac{r(\lambda_{s\text{кр}})}{r(\lambda_1)}, \frac{S_3}{S_1} = \frac{\lambda_1}{\sqrt{\theta}}$$

где:  $r(\lambda_{3\text{кр}}) = 0,429$  для  $\kappa = 1,33$  и  $\lambda_3 = 1$ .

Определим повышение статической температуры в ударной волне:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\tau\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}{\tau(\lambda_1)}$$

Результаты расчеты детонации для степеней повышения температуры газа  $\theta = 1,0; 1,17; 1,8; 1,93$  сведены в таблицу 1.

Таблица 1

**Изменение параметров детонации от степени повышения температуры газа в зоне горения**

| $\theta$ | $\lambda_1$ | $\mathcal{M}_1$ | $\lambda_2$ | $\lambda_3$ | $\sigma\%$ | $\sigma_{\Sigma}\%$ | $\frac{P_2}{P_1}$ | $\frac{P_3}{P_1}$ | $\frac{T_2}{T_1}$ |
|----------|-------------|-----------------|-------------|-------------|------------|---------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| 1,93     | 2,35        | 7,6             | 0,421       | 1,0         | 0,9        | 0,74                | 68                | 35                | 12,1              |
| 1,8      | 2,23        | 4,92            | 0,448       | 1,0         | 6,6        | 5,7                 | 28                | 15                | 5,65              |
| 1,17     | 1,5         | 1,7             | 0,667       | 1,0         | 85,1       | 80                  | 3,3               | 2,2               | 1,48              |
| 1,0      | 1,0         | 1,0             | 1,0         | 1,0         | 100        | 100                 | 1                 | 1                 | 1                 |

При начальной температуре горючей смеси  $T_1 = 300 \text{ K}$ ,  $K = 1,4$  и  $\lambda_1 = 2,36$  расчетная скорость детонационной волны  $W_1 = 2803 \text{ м/с}$ , а при  $\lambda_1 = 2,32$ ,  $W_1 = 2320 \text{ м/с}$ .

По опубликованным источникам [1] известна экспериментальная скорость детонации газовых смесей.

Так,  $2\text{H}_2 + \text{O}_2$ ,  $W_1 = 2800 \text{ м/с}$ ;

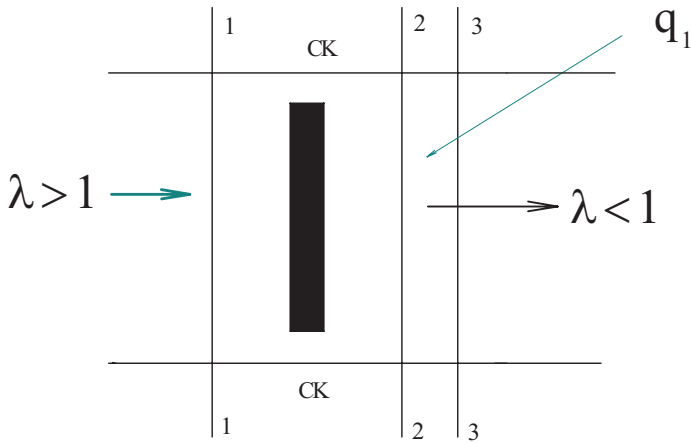
$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2$ ,  $W_1 = 2300 \text{ м/с}$ .

Метод расчета ударной волны согласуется с экспериментом.

Так, в работе [2] приводятся результаты испытаний в ударной трубе<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Ударная труба представляет собой цилиндрический сосуд, разделенный диафрагмой на две части. Первая часть заполняется сильно сжатым легким газом (водород, гелий), за диафрагмой помещается исследуемая смесь. Скачок уплотнений реализуется при разрыве диафрагмы при перепаде давлений на ней, равном 600.





**Рис. 1.** Схема течения потока до и после ударной волны в канале постоянного сечения  
 Сеч. 1-1 — перед ударной волной; СК-СК — прямой скачок уплотнений;  
 Сеч. 2-2 — за ударной волной; Сеч. 3-3 — зона химической реакции;  
 $q_1$  — подвод теплоты

«При числе  $\mathcal{M}$  скачка порядка 7,0 отношение давлений на скачке уплотнений равняется  $\sim 57$ , а отношение температуры  $\sim 10,5$ ».

Расчет показывает, что указанные выше отношения  $P_2/P_1$  и  $T_2/T_1$  реализуются при числе  $\mathcal{M}_1 = 6,89$ .

Однако не все горючие смеси способны осуществлять детонацию.

Приведенные выше смеси водорода и метана с кислородом химически активны.

Химические реакции протекают с очень высокой скоростью по цепному механизму с разветвленными цепями.

В качестве катализаторов реакции выступают активные центры, атомы водорода H.

Примером может служить детонация смеси метана с угольной пылью в шахтах.

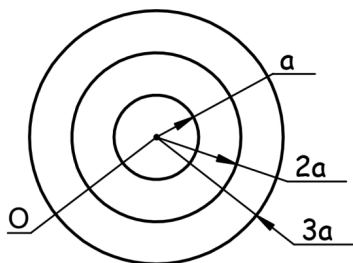
В то же время наблюдаются взрывы в шахтах угольной пыли без метана. В этом случае распространяющаяся ударная (взрывная) волна не реализуется в детонационную и быстро затухает.

Обязательным условием детонации в газах является существование ударной волны, движущейся в канале, заполненном химически активной смесью впереди области горения этой смеси.

Возникновение адиабатического скачка уплотнений с образованием тонкой поверхности раздела потока, где бесконечно малое изменение пути соответствует бесконечно большому изменению его параметров,  $dw/dx = \infty$  и  $dp/dx = \infty$ , связано со сжимаемостью газа.

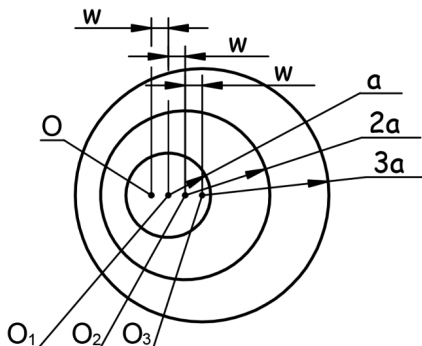
Рассмотрим распространение слабых возмущений в движущемся газе, рисунок 2.

$w = 0$



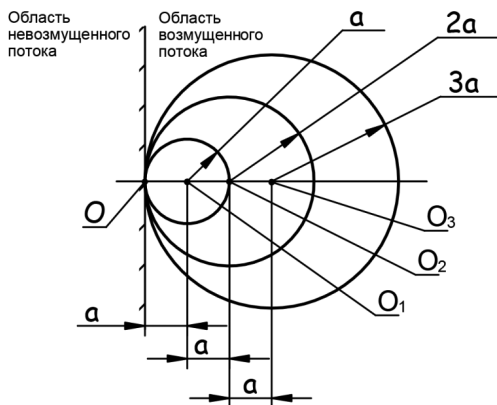
1.

$w < a$



2.

$w = a$



3.

Рис. 2. Механизм образования ударной волны.

«O» — источник слабых возмущений;  $W$  — скорость движения источника «O»;  
 $a$  — скорость звука

Пусть точка «O» источник слабых возмущений, которые представляют собой изменение параметров газа, пренебрежимо малые в сравнении с самими параметрами, скорость движения которых равна скорости звука «a».

Сферические волны сжатия и разряжения распространяются через секунду,  $a$ , через две секунды,  $2a$  и т. д.

На рисунках 2.1 и 2.2 по истечении времени возмущения охватывают всю область, занимаемую потоком.

На рисунке 2.3 по истечении времени фронт станет плоскостью, которая разделит весь поток на две области: область невозмущенного потока (слева) и область возмущенного потока (справа), при этом образуется ударная волна, разделяющая эти области.

Распространение возмущений от неподвижного источника,  $w = 0$ , рисунок 2.1, или от источника, движущегося с дозвуковой скоростью,  $w < a$ , рисунок 2.2, характерно для процессов в камерах сгорания как основных, так и форсажных, газотурбинных двигателей, двигателей внутреннего сгорания, жидкостных ракетных двигателей. Ударная волна в этих тепловых устройствах не образуется и детонация в них не осуществима.

Действительно, из рисунка 2.2 следует, что ударная волна не может возникнуть, например, впереди поршня цилиндра двигателя внутреннего сгорания, движущегося со скоростью  $w = 10\text{--}16$  м/с, которая существенно ниже скорости звука,  $w \ll a$ , или при движении теплового неадиабатического скачка при подводе теплоты к дозвуковому потоку, ибо так называемая скорость распространения пламени в турбулентном потоке равна  $w \sim 40$  м/с,  $w < a$ .

Однако может иметь место вибрационное горение в условиях, когда акустическая частота колебаний параметров потока, вызванная, например, даже слабым импульсом давления газа в камере, совпадает с частотой турбулентных пульсаций скорости потока [1]. Стремительный резонансный рост амплитуды колебаний параметров потока разрушит двигатель.

Такое явление наблюдается в поршневых двигателях внутреннего сгорания (так называемый «звон» или «стук»). Источником акустических колебаний является раннее зажигание топливной смеси, например, в условиях использования низкооктанового бензина.

То же происходит в камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей, где, по опыту доводки таких двигателей авторов статьи, источником акустических тангенциальных колебаний газа является импульс давления от воспламенения топлива, попавшего в трубки измерения давления газа в камере, или воспламенение топлива в застойных зонах ее форсуночной головки [1].

Опыт доводки показывает, что эффективным мероприятием, исключающим вибрационное горение в жидкостном ракетном двигателе, является установка на форсуночной головке противопульсационных перегородок (так называемых крестов).

В то же время в работе [1] описывается проект камеры сгорания непрерывного вибрационного горения полезного применения, где в связи с искусственно созданным вибрационным горением в камере, за счет существенной крутки потока, исключаются вредные выбросы оксидов азота из двигателя и окружающая неравнодушность поля температуры газа перед турбиной [4].

Как следует из рисунка 2.3, ударная волна образуется, если источник возмущений движется со сверхзвуковой скоростью  $w \geq a$ .

Ударная волна возникает при обтекании сверхзвуковым потоком тела конечных размеров или в сверхзвуковом потоке под воздействием трения.

Скачок имеет место только при сверхзвуковых скоростях потока.

Ударная волна может быть создана с помощью физического или химического взрыва.

Например, сильным электрическим разрядом или горением взрывчатого вещества в его объеме. Причем в самом веществе содержится достаточное количество кислорода для превращения исходного вещества в газообразные продукты, которые, стремительно расширяясь, возбуждают ударную волну.

Ударная волна образуется при взрыве местного выброса метана в шахтах.

Анализ таблицы 1 показывает, что при детонации имеет место значительное падение полного давления продуктов сгорания топлива и рост энтропии в связи с высоким волновым сопротивлением при распространении сверхзвуковой стационарной ударной волны. Происходит обесценивание энергии газа и снижение его работоспособности. При этом статическое давление газа за ударной волной значительно возрастает. Это связано с тем, что скорость в скачке уплотнений падает в большей мере, чем это нужно для поддержания величины полного давления, кроме того, плотность потока недостаточно увеличивается.

Так, даже при максимальной скорости потока  $\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{K+1}{K-1}}$  плотность его увеличивается только в 6 раз,  $\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)_{\max} = \lambda_{1\max}^2 = \frac{K+1}{K-1} = 6$ , статическое давление растет до бесконечности. Этим объясняется падение полного давления газа и рост энтропии за счет волнового сопротивления, хотя газ идеальный, и его вязкость и теплопроводность равны нулю.

Следует отметить также, что для осуществления детонации необходимо имитировать ударную волну  $\lambda_1 > 2,2$ ,  $M_1 > 5$ , чтобы получить высокую температуру газа за ней для воспламенения горючей смеси и для обеспечения условий протекания химических реакций с высокой скоростью.

Представленный метод расчета параметров детонации может быть использован для оценки эффективности работы детонационного двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Соловьева А.В. Оптимизация камеры сгорания: под ред. О.А. Рудакова. — СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2015. — 152 с.
2. Щетинков Е.С. Физика горения газов. — М.: Наука, 1965. — 760 с.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Главная редакция физико-метаматематической литературы изд-ва «Наука». — М., 1969. — 824 с.
4. 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.

## **ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДЕТОНАЦИИ В КАНАЛАХ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ**

Представлены формулы газодинамического расчета детонации в каналах переменного сечения и показана диаграмма расчетной детонации, на которой изображены линии детонации, пересечтой детонации и недосжатой детонации, как функции скорости детонации от подведенной теплоты за ударной волной.

*Ключевые слова:* детонация, расчет, пересжатая, недосжатая, канал переменного сечения.

В работе [1] представлен расчет детонации в канале постоянного сечения, с использованием газодинамических функций, результаты которого могут быть применены для оценки эффективности детонационного двигателя.

Рассмотрим общий случай распространения стационарной ударной волны по горючей смеси в расширяющихся и в суживающихся каналах.

Детонация как газодинамический процесс представляет собой распространение по химически активной смеси ударной волны (адиабатического прямого скачка уплотнений), стабилизированной наступлением теплового кризиса при подводе теплоты сгорания топлива к газу в дозвуковом потоке за скачком. При этом приведенная скорость продуктов сгорания за волной в узком сечении канала равна критической,  $\lambda_3 = 1$ . Параметры детонации определяются значением скорости ее распространения —  $\lambda_1$ . Физическая модель расчета детонации является обращенной схемой явления, при которой газ протекает со сверхзвуковой скоростью к области детонации, а фронт волны неподвижен.

Иницируется сильная ударная волна, например электрическим разрядом или взрывом ВВ, при котором выделение энергии, в объеме исходного вещества, в десятки миллионов раз происходит быстрее, чем при сгорании топлива.

Сильная волна обеспечивает поджигание горючей смеси за ней газом с высокой температурой.

Горение топлива в дозвуковом потоке при постоянном давлении,  $p = const$ , с образованием неадиабатического слабого теплового скачка не является источником детонации.

Математическая модель детонации описывается системой дифференциальных уравнений сохранения и переноса энергии, массы и количества движения.

В расчете примем, что газ — идеальный, поток — одномерный, массовый расход газа постоянен (не учитывается расход горючего), тепловые потери полного давления в дозвуковом потоке за волной не учитываем из-за их малости по сравнению с волновыми потерями [1].

Механизм расчета детонации определяется следующими основными необходимыми и достаточными условиями:

1. Наличием сильной ударной волны.

2. Термодинамической моделью детонации, которая устанавливает, [2] и [3], что ударная волна всегда предшествует зоне выделения теплоты за ней, двухслойностью детонационной волны, состоящей из адиабатического скачка и зоны горения за ним. В самом скачке воспламенение смеси исключено из-за низкой статической температуры газа в скачке, равной входной. При этом заторможенная температура газа резко возрастает.
3. Критическим значением приведенной скорости потока продуктов сгорания за ударной волной  $\lambda_3 = 1$ , в результате чего скорость детонации снизится до минимального значения, отвечающего наступлению теплового кризиса при подводе теплоты за скачком [3].
4. Минимальным значением статической температуры газа за ударной волной  $T_{2min}$ , обеспечивающим надежное воспламенение горючей смеси, по которой распространяется ударная волна.

Примем по опыту  $T_{2min} = 1050$  К, что соответствует значению приведенной скорости ударной волны  $\lambda_1 = 2,1$  при начальной температуре горючей смеси  $T_1 = 288$  К.

Запишем уравнение удельных импульсов для трех сечений потока, перед ударной волной с индексом «1», за ударной волной «2», в сечении, где завершился процесс подвода теплоты, с индексом «3» (в обратном течении):

$$Z(\lambda_3) \cdot \sqrt{T_3^*} = Z(\lambda_1) \cdot \sqrt{T_1^*} + Pr_{уд} \cdot \sqrt{\frac{K}{2(K+1)R}}, \quad 1$$

где:  $Z(\lambda) = \frac{1}{2} \left( \lambda + \frac{1}{\lambda} \right)$  — газодинамическая функция, называемая приведенным полным импульсом;

$\lambda = \frac{W}{a_{кр}}$  — приведенная скорость потока;

$w$  — скорость потока;

$a_{кр} = 18,3 \sqrt{T^*}$  — для  $K = 1,4$  критическая скорость звука;

$T^*$  — полная температура газа;

$Pr$  — равнодействующая нормальных и касательных сил давления и сил трения по боковой поверхности струи;

$$Pr = Pr_{уд} \cdot G = \int_{p_2}^{p_3} p dF - P_{mp},$$

$G = const$ , массовый расход газа;

$p$  — статическое давление потока;

$F$  — площадь поперечного сечения;

$P_{mp}$  — сила трения, которой пренебрегаем из-за малости.

Из теории ударной волны отметим, что  $T_2^* = T_1^*$ ;  $\lambda_2 = \frac{1}{\lambda_1}$ ;  $Z(\lambda_1) = Z(\lambda_2)$ ;  $F_2 = F_1$ .

Преобразуем уравнение (1) с учетом следующего. В соответствии с механизмом детонации  $Z(\lambda_3) = 1$ . Разделим обе части уравнения на  $\sqrt{T_1^*} = \sqrt{T_2^*}$ . Представим интеграл  $\int_{F_2}^{F_3} p dF = P_{cu}(F_3 - F_1)$ , где  $P_{cu}$  — среднее интегральное значение эпюры статического давления, действующего на боковую стенку канала.

Вынесем за скобки  $F_3$ . Обозначим  $n = \frac{F_2^*}{F_3^*}$ ;  $\Theta = \frac{T_3^*}{T_2^*}$  — степень повышения полной температуры в зоне горения:

$$\text{Значение } G = \frac{m_{кр} q(\lambda_3) F_3}{\sqrt{RT_3^*}},$$

где:  $m_{кр}$  — функция показателя адиабаты,  $K = 1,4$ ;  
 $q(\lambda_3) = 1$  газодинамическая функция, как приведенная плотность потока массы;  
 $R$  — газовая постоянная.

$$\text{Обозначим произведение } \frac{P_{cu}}{P^*} \cdot K = \pi(\lambda)_{cu} \cdot K = b,$$

где:  $P^* = const$  — полное давление газа за ударной волной;

$K = 0,789$  для  $K=1,4$ ;

$\pi(\lambda)_{cu}$  — газодинамическая функция, среднеинтегральное ее значение.

После преобразований уравнения (1) получим общую формулу расчетной детонации:

$$Z(\lambda_1) = Z(\lambda_2) = \sqrt{\theta} [1 - (1 - n) b] \quad 2$$

Для случая  $n = 1$ , получим выражение для расчета детонации в канале постоянного сечения [1].

$$Z\left(\frac{1}{\lambda_1}\right) = \sqrt{\theta}, \quad 3$$

Решая уравнение (3) для теплового кризиса, получим:

$$\frac{1}{\lambda_1} = \sqrt{\theta} - \sqrt{\theta - 1} \quad \text{или}$$

$$\Theta = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda_1^2}\right)^2}{4 \frac{1}{\lambda_1^2}} \quad 4$$

Степень повышения полной температура газа  $\Theta$  при наступлении теплового кризиса  $\lambda_3 = 1$  может быть задана или определена из уравнения сохранения энергии:

$$T_3^* - T_1^* = \frac{\eta}{C_p} \cdot \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \quad \text{или} \quad \frac{\Theta - 1}{\tau(\lambda_1)} = \frac{\eta}{C_p} \cdot \frac{H_u}{T_1(1 + \alpha L_0)},$$

где:  $t(\lambda_1)$  — газодинамическая функция;

$H_u$  — низшая теплота сгорания топлива;

$h$  — коэффициент использования теплоты (см. ниже);

$C_p$  — средняя теплоемкость продуктов сгорания;

$\alpha$  — коэффициент избытка окислителя;

$L_0$  — теоретически необходимое количество окислителя для полного сгорания 1 кг топлива.

Уравнение (3), как функция  $\lambda_1 = f(\Theta)$ , представлено на диаграмме детонации, рисунок 1.

Для  $n > 1$  получим расчет пересжатой детонации по формуле (2).

Значение коэффициента  $b$ , как функции  $n$ , определим при совместном решении уравнения (2) для частного случая  $\Theta = 1$  и уравнения сохранения массы

для изэнтропического течения в расширяющемся канале  $q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)_{\Theta=1} = \frac{1}{n}$ .

По значению  $q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)_{\Theta=1}$  для дозвукового потока находит  $\frac{1}{\lambda_1}$  и далее

$$Z\left(\frac{1}{\lambda_1}\right) = Z(\lambda_1), \text{ при } \Theta = 1.$$

$$\text{Тогда } b = \frac{Z\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)_{\Theta=1} - 1}{-(1-n)}.$$

Каждому значению  $n$  будет соответствовать свое значение « $b$ ».

Задавая значением  $\lambda_1$  и зная  $b$ , определим значение степени повышения температур  $\Theta$ , соответствующее наступлению теплового кризиса по формуле (2):

$$\Theta_{перес} = \left( \frac{Z(\lambda_1)}{1 - (1-n)b} \right)^2 \quad 5$$

Линии пересжатой расчетной детонации нанесены на диаграмму детонации на рисунке 1. Они проходят левее линии детонации в канале постоянного сечения  $n = 1$ .

Приближенный, качественный расчет недосжатой детонации  $n < 1$  выполнен на основании следующих рассуждений. Ударная волна, перемещающаяся в суживающемся канале  $n < 1$ , прекратит свое существование в связи с тем, что в большем сечении канала не выдержано третье условие механизма детонации —  $\lambda_3 = 1$  так как волновое сопротивление велико, а стабилизация ударной волны не обеспечена.

Таким образом, существование самопроизвольной недосжатой детонации не возможно, так как движущаяся со сверхзвуковой скоростью ударная волна по каналу  $n < 1$  будет тормозиться до акустической скорости.

Для стабилизации недосжатой ударной волны необходимо превратить канал с  $n < 1$  в канал квазипостоянного сечения, компенсировав геометрическое воздействие тепловым.

Из уравнения сохранения массы имеем:

$$q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right) = q(\lambda_2) = q(\lambda_3) \cdot \frac{F_3}{F_2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta_{недос}}} \quad 6$$

$$\text{Условие } \frac{F_3}{F_2} = \frac{1}{\sqrt{\theta_{недос}}} \text{ или } \theta_{недос} = \left(\frac{1}{n}\right)^2 \quad 7$$



характеризует подвод теплоты, обеспечивающей существование канала квазипостоянного сечения и тепловой кризис. Подведенная к газу дополнительная теплота сдвигает линию детонации  $n = 1$  вправо на диаграмме детонации, рисунок 1.

При этом из уравнения (6)  $q(\lambda_2) = q(\lambda_3)$  и при малых изменениях  $n$  имеем:

$$f(\lambda_3) - f(\lambda_2) = Pr = 0,$$

где  $f(\lambda)$  — газодинамическая функция, как приведенная плотность потока импульсов.

Таким образом,

$$\Theta_{недос} = \Theta + \Delta\Theta, \tag{8}$$

где:  $\Theta$  эквивалентно теплоте, обеспечивающей тепловой кризис,  $\lambda_3 = 1$  и определяется уравнением (4);

$$\Delta\Theta = \left(\frac{1}{n}\right)^2 - 1 \tag{9}$$

эквивалентно дополнительно подведенной теплоте, превращающей конический канал в канал квазипостоянного сечения (тепловое воздействие, компенсирующее геометрическое).

Выражение (9) определяется из формул (2), (1), (8) с учетом  $b = 0$ ,  $\lambda_1 = 1$   $Z(\lambda_1) = 1$ .

После преобразования выражения (8) с учетом (4) и (9) получим формулу недосжатой детонации,  $n < 1$ :

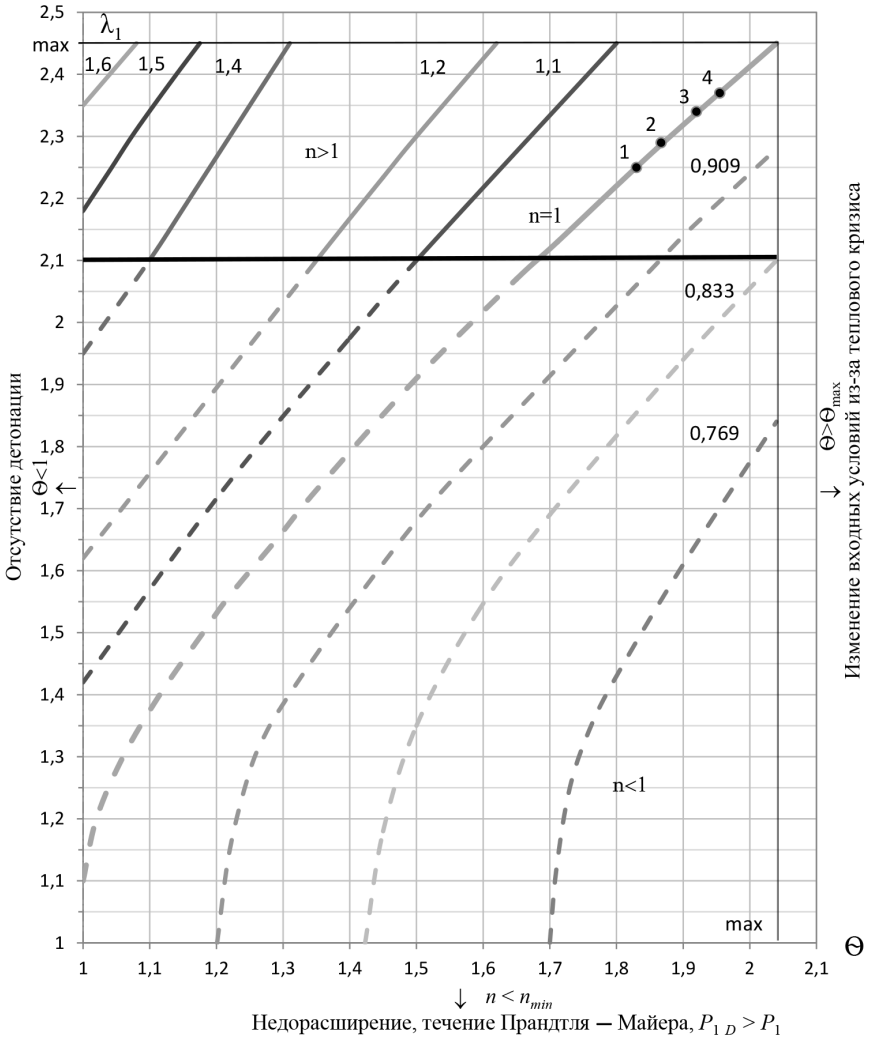
$$\Theta_{недос} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda_1^2}\right)^2}{4 \frac{1}{\lambda_1^2}} + \left(\frac{1}{n^2} - 1\right) \tag{10}$$

Задавая  $\lambda_1$  по формуле (10), определим значение  $\Theta_{недос}$ , обеспечивающее стабилизацию недостающей ударной волны.

Линии недосжатой детонации  $n < 1$  нанесены на диаграмму детонации, рисунок 1. Они проходят правее линии детонации в канале постоянного сечения,  $n = 1$ .

Результаты расчета детонации в каналах переменного сечения представлены примерами в таблице 1.

Перерасширение, мостообразный скачок или  
скачок внутри сопла  $P_{1D} < P_1$   
 $\uparrow n > n_{max}$



**Рис. 1.** Диаграмма расчетной детонации,  $P_{1D} = P_1 T_{1D} = T_1$ ,

$n > 1$  – пересжатая детонация;  $n = 1$  – детонация;  $n < 1$  – недосжатая детонация.

Точки 1,2,3,4 – эксперимент [2], табл. 2.

$$\lambda_{1max} = \sqrt{\frac{K+1}{K-1}} = 2,44 \text{ (число } M = \sim), \Theta_{max} = 2,04, K = 1,4, T_1 = 288 \text{ К.}$$

При  $\lambda_1 \geq 2,1$  обеспечивается воспламенением горючей смеси за скачком,  $T_2 \geq 1050 \text{ К.}$

Значения  $\Theta = \frac{T_3^*}{T_2^*}$  для расчетной детонации в каналах переменного сечения

| $n \backslash \lambda_1$ | 2,1  | 2,3  | 2,4  | 2,44 |                                      |
|--------------------------|------|------|------|------|--------------------------------------|
| 1,4 (x)<br>$b = 0,605$   | 1,08 | 1,21 | 1,28 | 1,3  | Пересажая детонация<br>$n > 1$ (2)   |
| 1                        | 1,65 | 1,87 | 1,98 | 2,03 | Детонация<br>$n = 1$ (3)             |
| 0,91                     | 1,86 | 2,07 | (xx) | (xx) | Недосжатая детонация<br>$n < 1$ (10) |

(x) увеличение  $n$ , превышающее значение  $n_{max}$ , соответствующее  $\lambda_{1max}$  (рис. 1), по аналогии с течением сверхзвукового потока по расширяющемуся каналу приводит к течению с перерасширением (нерасчетный режим). При этом на выходе возникает мостообразный скачок (четыре косых и один прямой). При больших перепадах давления прямой скачок окажется внутри канала, за которым реализуется дозвуковое течение [3].

(xx) необходимо увеличение начальной температуры газа  $T_1$ , из-за уменьшения расхода газа при избытке подвода теплоты в связи с тепловым кризисом,  $\lambda_3 = 1$  ( $\Theta > \Theta_{max}$ , рис. 1).

Уменьшение  $n$  ниже  $n_{min}$ , соответствующее  $\lambda_{1min} = 1$  (рис. 1) по аналогии с течением сверхзвукового потока в суживающемся канале приведет к течению с недорасширением. Струя будет расширяться в атмосфере и будет иметь место течение Прандтля — Майера (нерасчетный режим течения).

Приведенный расчет качественно подтверждается в работе [2], где сказано, что «стационарное движение пересажой волны можно получить с помощью так называемого мостообразного скачка, возникающего в сопле при избыточном противодавлении. Стабилизация недосжатой ударной волны может быть обеспечена, например, путем впрыска и быстрого смешения высокорективного горючего в заданном сечении нагретого потока окислителя. В таком виде осуществляется рабочий процесс гиперзвукового прямоточного двигателя».

На диаграмме расчетной детонации нанесены экспериментальные значения скорости детонации для разных горючих смесей, приведенные в таблице 2. Данные взяты из работы [2].

Таблица 2

Экспериментальные значения скорости детонации [2]. Стехиометрия.

$T_1 = 300$  К.  $d$  — диаметр трубы,  $p_1 = 760$  мм рт. ст.

| № п/п | Горючая смесь        | $\lambda_1$ | $w_1, \%$ | $d_1, \text{мм}$ |
|-------|----------------------|-------------|-----------|------------------|
| 1     | Пропано-воздушная    | 2,25        | 1 830     | 100              |
| 2     | Водородо-воздушная   | 2,28        | 1 960     | 74               |
| 3     | Метано-кислородная   | 2,32        | 2 320     |                  |
| 4     | Водородо-кислородная | 2,36        | 2 820     |                  |

Расчетной детонацией будем считать распространение стабилизированной ударной волны, статические параметры которой равны значениям входных давления и температуры среды  $P_{1D} = P_1$ ,  $T_{1D} = T_1$ . При этом полное давление и температура газа в скачке равны,  $P_1^* = \frac{P_1}{\pi(\lambda_1)}$  и  $T_1^* = \frac{T_1}{\tau(\lambda_1)}$  [3].

Это означает, что вся энергия скачка на выходе из канала может быть превращена в политропическую работу газа в детонационном двигателе. В противном случае при  $P_{1D} < P_1$  реализуется течение с перерасширением с потерей энергии из-за отрыва скачка внутри канала.

При  $P_{1D} > P_1$  будет иметь место течение Прандтля — Майера с обесцениванием части энергии ударной волны при расширении потока в атмосфере за пределами канала.

На рисунке 1 диаграмма детонации представляет собой геометрическое место точек расчетной детонации, определяемых значениями  $\lambda_1$ ,  $\theta$  и  $n$ .

Управлять расчетной детонацией можно, изменяя начальные параметры  $T_1$  и  $p_1$  или коэффициент избытка окислителя  $\alpha$ .

Как показано выше, связь скорости детонации с характеристиками горючей смеси устанавливается уравнением сохранения энергии:

$$\frac{\theta - 1}{\tau(\lambda_1)} = \frac{\eta}{C_p} \cdot \frac{H_u}{(1 + \alpha L_0) T_1} \quad 11$$

где:  $\eta$  — коэффициент использования теплоты, характеризующий ее потери на диссоциацию продуктов сгорания и на неполноту сжигания топлива за ударной волной, связанной, в частности, с диаметром детонационной трубы  $d$ .

Для заключения о влиянии  $d$  на скорость детонации воспользуемся исследованиями в работе [4] в связи с идентичностью процессов горения топлива в дозвуковом потоке за ударной волной и горения в камере сгорания газотурбинного двигателя. В обоих случаях процесс подвода топлива к дозвуковому потоку осуществляется при постоянном давлении,  $p = const$ . В указанной выше работе сказано, что при увеличении отношения площади боковой поверхности жаровой трубы  $S_k$  к ее объему  $V$  величина температуры стенки жаровой трубы возрастает асимптотически, стремясь к некоторому предельному значению отношения  $S/V$ ,  $m^{-1}$ . Это связано с увеличением интенсивности отвода теплоты из зоны горения к стенкам жаровой трубы, что приводит к снижению полноты сгорания топлива вплоть до погасания. Для цилиндрической камеры сгорания  $S/V = 4/\pi d l / p d^2 l = 4/d = 85$ ,  $m^{-1}$  определяется минимальный диаметр трубы  $d = 50$  мм, ниже которого возможно резкое снижение полноты сгорания топлива. При охлаждении стенки жидкостью значение указанного диаметра возрастает, а применение керамической неохлаждаемой стенки трубы обеспечит снижение величины критического диаметра. Отношение  $C_p/h$  в формуле (11) определим, используя опытные значения скорости детонации водородо-кислородной и водородо-воздушной топливных смесей, приведенных в таблице 2, для заданных начальных параметров. Для первой смеси отношение  $C_p/h = 3,356 \frac{кДжс}{кг К}$ , для второй —  $C_p/h = 1,8 \frac{кДжс}{кг К}$ . Зная указанные выше отношения, на основе выражения (11) возможно оценить влияние начальной температуры смеси  $T_1$  и коэффициент из-

бытка окислителя  $a$  на изменение скорости детонации. В таблице 3 приведены результаты расчета скорости детонации в зависимости от начальной температуры смеси и дано сравнение с экспериментом,  $p_1 = 760$  мм рт. ст.

Таблица 3

**Влияние начальной температуры газа  $T_1$  на скорость детонации водородо-кислородной смеси, стехиометрия, расчет по формуле (11).  
Экспериментальные данные из работы [2]**

| $T_1, \text{К}$ | $\lambda_{1 \text{ расч.}}$ | $w_{1 \text{ расч.}} \text{ м/с}$ | $w_{1 \text{ эксп. [2]}} \text{ м/с}$ |
|-----------------|-----------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|
| 283             | 2,366                       | 2 813                             | 2 821                                 |
| 303             | 2,36                        | 2 807                             | 2 803*                                |
| 373             | 2,34                        | 2 797                             | 2 790                                 |

\* среднearифметическое значение из шести измерений разными авторами [2] при средней начальной температуре  $T_1 = 303$  К.

Из анализа таблицы 3 следует, что повышение начальной температуры  $T_1$  уменьшает скорость детонации. Тот же результат получен в работе [2]. Совпадение расчета с экспериментом удовлетворительное. Поэтому разработанный газодинамический метод расчета детонации для идеального газа без учета явлений релаксации за волной может быть применен для суждения о степени эффективности детонационного двигателя. Однако будем иметь в виду, что, по сравнению с идеальным газом, при учете релаксации необратимые затраты энергии в скачке увеличиваются и энтропия возрастает сильнее [2].

Тем же методом может быть рассчитано влияние коэффициента избытка окислителя на скорость детонации, пользуясь формулой (11). Из анализа диаграммы на рисунке 1 следует, что при взрыве ВВ в широком сечении конического канала с  $n > 1,2$  и  $\Theta = 1,82$  метано-воздушной или пропано-воздушной смесей (одинаковые энергетические характеристики топлива) самопроизвольной недожатой детонации не произойдет по определению (без дополнительного подвода теплоты). При источнике детонации в узком сечении конического канала при тех же условиях пересжатая нерасчетная детонация также не будет реализована в связи с разрушением скачка в канале.

Таким образом, «зубчатая» форма канала (не цилиндрическая), например в угольных шахтах, целесообразна для предотвращения распространения детонационной волны, что должно быть предварительно экспериментально отработано на моделях.

Как указывалось в работе [1], стабилизировать ударную волну возможно повышением температуры газа за ней посредством теплоты химических реакций, которые протекают по цепному механизму с разветвленными цепями. Катализатором реакций являются активные центры, такие как атомы водорода H, радикалы OH и др.

Скорость протекания таких реакций превышает в десятки и сотни тысяч раз [5] аррениусские реакции, идущие по тепловому механизму (так называемая дефлаграция, или быстрый процесс, в отличие от предпламенного горения), что

соответствует увеличению скорости движения зоны химических реакций на два порядка.

При этом скорость потока газа за ударной волной относительно скачка дозвуковая и теплота подводится к газу в процессе  $p = const$ .

Высокая скорость перемещения зоны химических реакций позволяет ей распространяться совместно с ударной волной, не «отставая» от нее, в единстве образуя детонационную волну, а процесс в целом назван в работе [2] детонационным горением.

## Выводы

1. Разработан метод газодинамического расчета детонации в каналах переменного сечения на основании уравнений сохранения энергии, массы и количества движения для одномерного потока идеального газа с учетом теплового кризиса в дозвуковом потоке за скачком при подводе теплоты, обеспечивающей стабилизацию ударной волны.
2. Получены формулы для расчета детонации и представлена диаграмма расчетной детонации в канале постоянного сечения, в расширяющемся канале (пересжатая детонация), в суживающемся канале (недожатая детонация).
3. Дан метод расчета влияния начальной температуры смеси и коэффициента избытка окислителя на скорость детонации.
4. Показано, что диаметр детонационной трубы не должен быть меньше 50 мм для исключения неполноты сгорания топлива.
5. Результаты работы могут быть применены для расчета параметров термодинамического цикла детонационного двигателя как тепловой машины со сжатием рабочего тела в ударной волне, а не в компрессоре как в газотурбинном двигателе.

## 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. Щетинков Е.С. Физика горения газов. — М.: Наука, 1965.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Главн. ред. физ.-мат. литературы. — М.: Наука, 1969.
4. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Саливон Н.Д. Теория камеры сгорания / под. ред. О.А. Рудакова. — СПб.: Наука, 2010.
5. Кноррс Г.Ф. Топочные процессы. — М., Л.: Гос. энергет. изд-во, 1959.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Оптимизация камеры сгорания: под. ред. О.А. Рудакова/А.В. Григорьев [ и др.]: — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2015. — 152 с.
2. Щетинков Е.С. Физика горения газов. Изд. «Наука». М. 1965.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Главн. ред. физ. мат. литературы. Изд-во «Наука». М. 1969.
4. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Саливон Н.Д. Теория камеры сгорания: под. ред. О.А. Рудакова. — СПб: Наука, 2010.
5. Кноррс Г.Ф. Топочные процессы.: М.Л.: Гос. энергет. изд-во, 1959.

*А.В. Григорьев, О.А. Рудаков, А.В. Соловьева*

*АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург*

## **ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ И КПД ГИПЕРЗВУКОВОГО ПРЯМОТОЧНОГО ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ, ГПВРД, ПРИ СЖИГАНИИ ТОПЛИВА ЗА УДАРНОЙ ВОЛНОЙ**

Обоснована необходимость сжигания топлива в дозвуковом потоке за ударной волной в камере сгорания ГПВРД со сверхзвуковым потоком на входе в камеру, представлен термодинамический цикл такой схемы гиперзвукового двигателя и дана оценка его термодинамической эффективности.

*Ключевые слова:* Гиперзвуковой двигатель; ударная волна; термодинамический цикл.

Несмотря на более чем пятидесятилетний период исследовательских работ ГПВРД со сверхзвуковым потоком в камере сгорания в СССР, в России и за рубежом, пока нигде не создано такого двигателя. Испытания выявили проблемы по вопросам *воспламенения, стабилизации пламени и полноты сгорания*. Процессы в двигателе оказались *трудно управляемыми, методы расчета не совершенны*. В ЦИАМ была создана летающая лаборатория «Холод» на базе ракеты С-200. Одна из главных задач состояла в том, чтобы продемонстрировать возможность горения топливоздушнoй смеси при сверхзвуковой скорости в камере сгорания. В исследованиях приняли участия французские и американские специалисты.

Без получения ожидаемого результата закончились и исследования ГПВРД в рамках проекта Х-30 фирмы «Роквелл» США, который был закрыт до получения опытной модели. На 2016 год не было создано ни одного рабочего аппарата с ГПВРД. Эксперименты продолжаютcя, включая горение в псевдоскачках, использование пиррофорных добавок для стабилизации горения и прочее.

Из анализа протекания нестационарных процессов в камере сгорания [1] следует, что горение в сверхзвуковом потоке невозможно из-за дисбаланса между теплотой химических реакций и отведенной теплотой потока газа, что и объясняет причину безрезультативности проводимых ранее работ по созданию гиперзвукового двигателя. Горение углеводородного топлива можно обеспечить в дозвуковом потоке за стабилизатором с зоной обратных токов или в дозвуковом потоке за ударной волной в химически активных топливных смесях, например, водородовоздушной или водородокислородной [2].

Анализ работы тепловых газовых машин показал, что при подводе теплоты к потоку газа в процессе при постоянном давлении,  $p = const$ , в камере сгорания, сжигание топливо-воздушной смеси (химические реакции) можно осуществить только в дозвуковом потоке: или за стабилизатором с зоной обратных токов, на границе которой скорость равна нулю (газотурбинный двигатель, ГТД, и прямоточный воздушно реактивный двигатель, ПВРД и СПВРД) или в дозвуковом потоке за ударной волной, которая представляет собой квазистабиллизатор (детонационный двигатель, ДД) [2], [3].

Действительно, в жаровой трубе камеры сгорания ГТД, в которой отсутствуют отверстия в боковых ее стенках, завихрители фронтного устройства и площади поперечных сечения фронтного устройства и жаровой трубы равны (что соответствует горению в трубе, в потоке), прекращение горения наступает для стехиометрической горючей смеси на нижней границе области устойчивого горения — богатый срыв пламени. В теории камеры сгорания [1] представлен метод расчета границ областей как устойчивой работы камеры сгорания, так и ее запуска, а также границы безотрывного течения потока в ее диффузоре. Так, для указанных выше условий при сжигании в потоке, в трубе границы области устойчивого горения рассчитываются по следующим формулам:

$$\alpha_{\max} = 4,93 p^{0,62} \varepsilon^{0,002T} \lambda^{-0,543}, \quad 1$$

$$\alpha_{\min} = 51,71 (p/0,1)^{0,3} \lambda, \quad 2$$

$$\alpha_{\max} = 15,14 p^{0,62} \varepsilon^{0,002T} \lambda^{0,18}, \quad 3$$

где: формула (1) описывает границу бедного срыва пламени,  $\lambda > 0,2$ , формула (2) — богатого срыва пламени, формула (3) описывает границу проскока пламени,  $\lambda < 0,2$ ;

$\lambda$  — приведенная скорость потока в канале;  $p$ , МПа,  $T$ , К — соответственно, давление и температура газа.

Расчет стационарного горения в трубе, выполненный для стехиометрических углеводородных горючих смесей, например керосиновоздушной, сжигание которых осуществляется по тепловому механизму, при котором теплота продуктов сгорания передается к топливовоздушной смеси посредством турбулентной теплопроводности (так называемой дефлаграции), дает следующие предельные значения скорости потока газа, при которых еще осуществляется горение — 4–6 м/с в зависимости от его температуры. Те же значения по разным источникам получены экспериментально. Такие низкие скорости потока возможно получить в камере сгорания с дозвуковым течением в жаровой трубе в зоне обратных токов за стабилизатором, что и реализуется в двигателях ГТД и ПВРД.

Естественно, что при распространении ударной волны по указанной выше горючей смеси не может быть обеспечена стабилизация этой волны для создания процесса детонации как основы детонационного двигателя [3], так как дозвуковая скорость за ударной волной значительно выше скорости распространения пламени горения керосина. Газодинамический расчет детонации для идеального газа на основе решения одномерных уравнений переноса материи с применением газодинамических функций представлен в работе [2].

Работу детонационного двигателя как тепловой машины, в которой повышение давления рабочего тела происходит в ударной волне, распространяющейся по активной горючей смеси [3], можно обеспечить, если сгорание такой смеси осуществляется не по тепловому механизму, разъясненному выше, а по цепному механизму с разветвленными цепями. В этом случае скорости химических реакций существенно возрастают благодаря воздействию на процесс горения актив-



ных центров, атомов водорода и радикалов наряду с высокой температурой газа за ударной волной. Такой активной горючей смесью как сказано выше, например, является водородовоздушная смесь.

В связи с вышеизложенным целесообразно обеспечить устойчивое сжигание химически активной горючей смеси в камере сгорания ГПВРД, со сверхзвуковым потоком в проточной части, за стоячей ударной волной, инициированной взрывчатым веществом, ВВ, или электрическим разрядом. (Эффективность ВВ как источника сильной ударной волны достигается чрезвычайно высокой скоростью выделения теплоты и способностью образования очень большого количества продуктов реакции в объеме самого ВВ при низкой теплоте его взрыва, которой поэтому можно пренебречь в тепловом анализе цикла.) При этом скорость ударной волны равна скорости встречного потока газа. Физическая модель такого ГПВРД представляет собой обращенную схему явления распространения детонационной волны, где газ течет к области детонации, а фронт волны неподвижен [2]. Но, в отличие от детонационного двигателя, за критическим сечением, определяющим тепловой кризис, стабилизирующий ударную волну, устанавливается геометрически расширяющийся канал для превращения подведенной теплоты в силу тяги двигателя.

В этих условиях термодинамический цикл и, соответственно, значение его КПД одинаковы как для детонационного двигателя, ДД, [3], так и для СПВРД со сжиганием горючей смеси за ударной волной. Таким образом, термодинамический цикл СПВРД со сжиганием топлива за ударной волной описывается двумя адиабатами, сжатия в ударной волне и расширения продуктов сгорания, изотермой, характеризующей волновые потери, и двумя изобарами, в процессах которых осуществляется подвод и отвод теплоты. КПД цикла зависит только от приведенной скорости сверхзвукового потока на входе в камеру сгорания и от показателя адиабаты [3]. Расчетное значение КПД для стехиометрической водородовоздушной смеси равно 0,4 при значении приведенной скорости потока воздуха на ходе в камеру сгорания  $\lambda_1 = 2,28$  ( $M = 5,69$ ,  $w_1 = 1\,937$  м/с, при стандартных атмосферных условиях).

## Выводы

1. Обоснован термодинамический цикл ГПВРД с устойчивым сжиганием топлива в камере сгорания со сверхзвуковым потоком на ее входе с помощью инициирования стоячей ударной волны.
2. В ГПВРД с горением за ударной волной могут применяться только топлива, химические реакции которых протекают по цепному механизму с разветвленными цепями, например водородовоздушная смесь;
3. Низкий КПД термодинамического цикла ГПВРД со сжиганием топлива за ударной волной объясняется огромными волновыми потерями в скачке уплотнений.
4. Обоснована необходимость сжигания топлива в камере сгорания ГПВРД в дозвуковом потоке за ударной волной из-за невозможности осуществить химические реакции в сверхзвуковом потоке в связи с дисбалансом между теплотой горения и теплотой, отведенной потоком.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Саливон Н.Д. Теория камеры сгорания / под ред. О.А. Рудакова. — СПб.: Наука, 2010.
2. Оптимизация камеры сгорания / под ред. О.А. Рудакова / А.В. Григорьев [и др.]. — СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2015.
3. Теория и расчет параметров термодинамического цикла детонационного двигателя / А.В. Григорьев, В.А. Митрофанов, О.А. Рудаков, А.В. Соловьева. — СПб., Климовские чтения. АО «Климов», 2017.

УДК 629.7

*А.В. Григорьев<sup>1</sup>, В.А. Митрофанов<sup>2</sup>, О.А. Рудаков<sup>1</sup>, А.В. Соловьева<sup>1</sup>*

<sup>1</sup>АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург

<sup>2</sup>ОАО «Технодинамика», г. Санкт-Петербург

## ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ДЕТОНАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Представлен расчет параметров термодинамического цикла детонационного двигателя.

Показано, что низкая термодинамическая эффективность детонационного двигателя объясняется существенными потерями полного давления в ударной волне и ростом энтропии, при этом преимуществом детонационного двигателя по сравнению с другими тепловыми машинами является возможность получения больших абсолютных энергий газового потока как рабочего тела для совершения работы расширения газа.

*Ключевые слова:* Детонационный двигатель, термодинамический цикл, КПД.

Детонационный двигатель представляет собой тепловую машину с повышением давления горючего рабочего тела в стационарной ударной волне.

Впервые в 1940 году Hoffmann экспериментально показал возможность осуществления реактивного движения посредством прерывистого детонационного горения [1]. Под «детонационным горением» в работе [2] понимается следующее: скачок в комбинации с зоной горения называется детонационным (детонационной волной), а процесс в целом — детонационным горением.

Несколько десятилетий этому вопросу не придавалось практического значения. В связи с интересом, проявляемым в последнее время к экспериментальным работам по детонационным двигателям, анализ его термодинамического цикла является актуальным.

В отечественных публикациях<sup>1</sup> приведен термодинамический цикл импульсного детонационного двигателя, в котором подвод теплоты осуществляет-

<sup>1</sup> Марчуков Е.Ю. и др. Второе рождение авиационных пульсирующих двигателей. — Полет. № 4. 2003. — С. 43;

Булат П.З., Ильина Е.Е. О проблеме создания детонационного двигателя — термодинамический цикл. Фундаментальные исследования. Научный журнал. ISSN 1812-1339. — № 10. 2013.

ся по адиабате Гюгонио. В ударной адиабате действительно имеет место значительный рост статистического давления, но при этом полное давление резко падает из-за волновых сопротивлений, хотя именно полное давление и определяет работоспособность газа. В адиабатическом процессе теплоемкость газа равна нулю,  $Sl = 0$ , и подвод внешней теплоты в этом процессе, по определению, не осуществим. Тем не менее в этих публикациях делается вывод о якобы принципиальном термодинамическом преимуществе детонационного двигателя по сравнению с другими тепловыми машинами.

Газодинамический расчет детонации приведен в работах [3; 4], где показано, что воспламенение и горение химически активной смеси осуществляется за ударной волной, в дозвуковом потоке, в процессе  $p = const$ . При этом сжатие газа в ударной волне сопровождается огромными волновыми потерями полного давления. Воспламенение топлива в ударной волне невозможно из-за низкой статической температуры газа в скачке, равной начальной, хотя существенно возрастает полная температура газа.

Представим на рисунке 1 условный термодинамический цикл детонационного двигателя в TS координатах, в заторможенных параметрах газа.

Детонационная волна, воспроизведенная, например, взрывом ВВ и распространяющаяся по горючему газу, смеси воздуха и топлива, в канале постоянного сечения, состоит из двух слоев: из ударной волны и зоны химических реакций [2; 3; 4].

Стационарность ударной волны осуществляется при наступлении теплового кризиса в дозвуковом потоке. При этом значение приведенной скорости потока продуктов сгорания  $\lambda_3 = 1$ , что дает возможность рассчитать параметры детонации на основании уравнений газовой динамики для одномерного идеального газового потока. Принято постоянство массового расхода газа,  $k = const$ .

Здесь и далее индексы параметров газа в обращенном течении соответствуют следующему: 1 — перед ударной волной, 2 — за ударной волной, 3 — на выходе из зоны горения, 4 — в конце процесса адиабатического расширения газа.

Использование для характеристики состояния газа параметров заторможенного потока в сечениях, соответствующих началу и концу процессов, образующих цикл, является условным.

Но детонационная волна двухслойна и подвод теплоты за поверхностью разрыва при дозвуковом течении,  $\lambda_2 < 1$ , осуществляется в процессе при  $p = const$ , как в газотурбинном двигателе.

В действительности подвод теплоты производится к движущемуся газу с давлением в потоке, меньшим, чем  $p_2^*$ , из-за тепловых потерь. Эффекты, зависящие от скорости течения, невелики, а рассмотрение цикла в заторможенных параметрах значительно упрощает его анализ. Такой метод принят в теории газотурбинных двигателей.

На рисунке 1 сжатие в ударной волне представлено ударной адиабатой, где повышение начальных параметров  $T_1, p_1, \rho_1$  происходит в заторможенном потоке горючего газа во фронте ударной волны  $1-1^*$  с последующими волновыми потерями полного давления от сечения  $1^* (\lambda_1)$  к сечению  $2 \left( \lambda_2 = \frac{1}{\lambda_1} \right)$ . Процесс изотер-

<sup>1</sup> На значении  $\lambda_3 = 1$  базируется постулат Чепмена — Жуге.

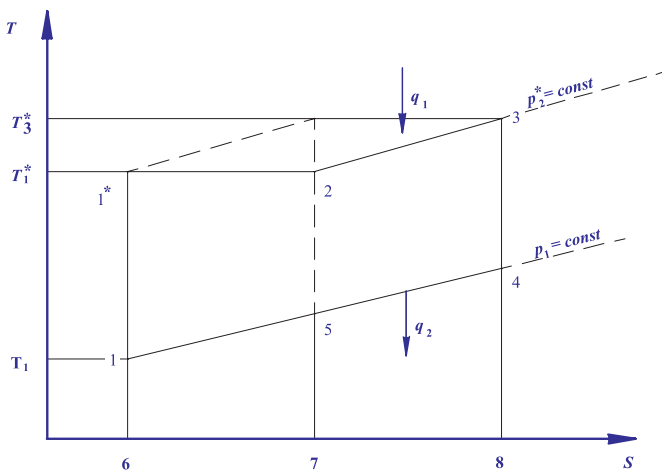
мический  $1^*-2$ , ибо  $T_1^* = T_2^*$  — полная температура постоянна в ударной волне.

После самовоспламенения топливной смеси за ударной волной при ее сгорании к газу подводится теплота  $q_1$  в дозвуковом потоке при  $p = const$ .

Далее высоконапорный газ совершает работу расширения без потерь на трение по изоэнтропе 3–4.

По изобаре 4–1 отводится теплота  $q_2$ , при этом канал заполняется горючим газом и рабочее тело возвращается в первоначальное состояние.

После инициирования ударной волны цикл повторяется.



**Рис. 1.** Изображение термодинамических процессов в детонационном двигателе.  $q_1$  — подведенная теплота,  $T$  — температура газа;  $S$  — энтропия

Такое представление термодинамического цикла детонационного двигателя наглядно иллюстрирует энергетику процесса и дает возможность оценить его эффективность.

Основной характеристикой цикла является приведенная скорость детонационной волны  $\lambda_1$ , определяющая изменение параметров в цикле.

Полезная работа двигателя эквивалентна разности между работой цикла, площадь —  $1-1^*-2-3-4-1$ , и работой, затрачиваемой на преодоление волновых сопротивлений, площадь —  $1^*-2-7-6-1^*$ .

Подведенная теплота  $q_1 = C_p(T_2^* - T_1^*)$  обеспечивает стационарность ударной волны и характеризуется площадью  $2-3-8-7-2$ , где  $T_2^* = T_1^*$ ,  $T_2^*$  и  $T_1^*$  соответственно, полная температура газа на входе и выходе ударной волны,  $T_3^*$  — полная температура продуктов сгорания;  $C_p$  — теплоемкость газа.

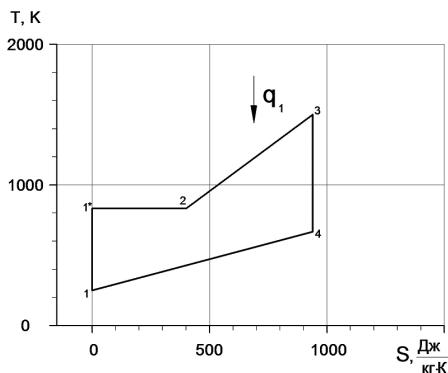
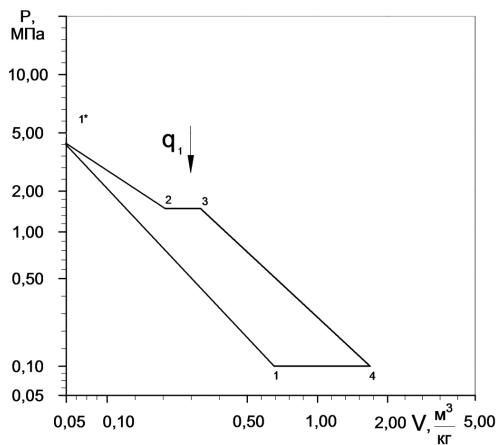
Вся теплота в цикле соответствует площади  $1^*-2-3-8-6-1^*$ . Отведенная теплота  $q_2 = C_p(T_4^* - T_1^*)$  — площадь  $1-4-8-6-1$ , где:  $T_4$  — температура газа в конце процесса изоэнтропного расширения,  $T_1$  — начальная температура рабочего тела.

Степень повышения температуры в зоне горения  $\theta = \frac{T_3^*}{T_2^*}$  равна критическому

значению  $\theta_{кр} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda_1}\right)^2}{4 \left(\frac{1}{\lambda_1}\right)^2}$ , соответствует состоянию теплового кризиса в зоне

горения, при этом приведенная скорость продуктов сгорания  $\lambda_3 = 1$ , и устанавливаются стационарные значения  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ , которые связаны между собой,  $\lambda_2 = \frac{1}{\lambda_1}$ .

На рисунке 2 показан цикл детонационного двигателя для  $\lambda_1 = 2$  ( $M = 3,16$ ). Линии  $1-1'$  (адиабата) и  $1'-2$  (изотерма) изображают процесс сжатия рабочего тела в ударной волне.



**Рис. 2.** Термодинамический цикл детонационного двигателя для  $\lambda_1 = 2$  ( $M = 3,16$ ) в  $pV$  и  $TS$  координатах

Термический коэффициент полезного действия цикла равен (при  $C_p = const$ ):

$$\eta_D = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3^* - T_2^*} \quad 1$$

Выразим заторможенные параметры цикла через начальные их значения  $T_1$ ,  $p_1$ ,  $\rho_1$  с учетом газодинамических функций  $\tau(\lambda)$ ,  $\pi(\lambda)$ ,  $q(\lambda)$ ,  $y(\lambda)$  и  $(\lambda)$  [4].

Для ударной адиабаты 1–1\* (фронт волны):

$$T_1^* = \frac{T}{\tau(\lambda_1)}, \quad P_1^* = \frac{P_1}{\pi(\lambda_1)}, \quad \rho_1^* = \frac{\rho_1}{\varepsilon(\lambda_1)}$$

Для изотермы 1\*–2:

$$T_2^* = T_1^*; \quad P_2^* = P_1^* \frac{q(\lambda_1)}{q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)} = \frac{P_1 q(\lambda_1)}{\pi(\lambda_1) q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}, \quad \rho_2^* = \rho_1^* \lambda_1^2;$$

Для изобары 2–3:

$$T_3^* = T_2^* \Theta; \quad P_3^* = P_2^*; \quad \rho_3^* = \rho_2^* \frac{T_2^*}{T_3^*}.$$

Для изоэнтропы 3–4

$$T_4 = T_3^* \left( \frac{P_4}{P_3^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad P_4 = P_1, \quad \rho_4 = \rho_3^* / \left( \frac{P_3^*}{P_4} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Изменение энтропии может быть найдено по формулам.

$$\text{Для изотермы } 1^*-2 \quad \Delta S_{1^*-2} = -R \ln \frac{P_2^*}{P_1^*}.$$

$$\text{Для изобары } 2-3 \quad \Delta S_{2-3} = C_p \ln \frac{T_3^*}{T_2^*}.$$

Теплота, участвующая в изотермическом процессе, равна:

$$q_{из} = T_1^* (S_2 - S_1).$$

Степень повышения давления во фронте ударной волны:

$$\pi_B = \frac{P_1^*}{P_1} = \frac{1}{(\lambda_1)}.$$

После подстановки значений температуры в выражение (1) и преобразований получим формулу для коэффициента полезного действия (КПД) термодинамического цикла детонационного двигателя  $\eta_D$ , которая справедлива для  $\lambda_1 > 1$  (при существовании ударной волны):

$$\eta_D = 1 - \frac{\theta \left( \frac{1}{\lambda_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{1}{\tau(\lambda_1)}(\theta - 1)};$$

или:

$$\eta_D = 1 - \frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda_1^2}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{1}{\lambda_1^2}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left(\frac{1}{\lambda_1^2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{4 \cdot \frac{1}{\lambda_1^2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_1^2\right) \cdot \left[\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda_1^2}\right)^2}{4 \cdot \frac{1}{\lambda_1^2}} - 1\right]}{\frac{1}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2\right)} \cdot \left[\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda_1^2}\right)^2}{4 \cdot \frac{1}{\lambda_1^2}} - 1\right]};$$

или:

$$\eta_D = 1 - \frac{\theta \left(\frac{1}{\sigma}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{1}{\tau(\lambda_1)}(\theta - 1)},$$

где:  $\lambda_1$  — приведенная скорость ударной волны,  $\sigma = \frac{P_2^*}{P_1^*} = \frac{q(\lambda_1)}{q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}$  — коэффициент восстановления полного давления в ударной волне.

При этом пренебрегаем тепловыми потерями полного давления из-за их малости по сравнению с волновыми потерями [3].

Остальные характеристики детонационного цикла рассчитываются из следующих выражений.

Степень повышения полного давления в цикле:

$$\pi_3^* = \frac{P_3^*}{P_1} = \pi_B \cdot \sigma;$$

Степень повышения полной температуры в цикле:

$$\theta_3 = \frac{T_3^*}{T_1} = \theta_B \cdot \theta,$$

где:  $\theta_\theta = \frac{T_1^*}{T_1} = \frac{1}{\tau(\lambda_1)}$  — степень повышения полной температуры в ударной волне;

$$T_1^* = T_2^* .$$

Повышение статических параметров в цикле:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_2}{P_1} &= \frac{y(\lambda_1)}{y\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}, \\ \frac{\rho_2}{\rho_1} &= \lambda_1^2 \end{aligned} \right\} \text{ударная адиабата (или адиабата Гюгонио),}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\tau\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)}{\tau(\lambda_1)} .$$

Максимальная скорость ударной волны:

$$\lambda_{1max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} = \sqrt{\frac{2,4}{0,4}} = \sqrt{6} = 2,449, M = \infty .$$

Максимальная степень повышения температуры:

$$\Theta = \frac{T_3^*}{T_2^*} = 2,047 .$$

Значение КПД идеального цикла газотурбинного двигателя (для сравнения рис. 1, пунктирная линия).

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_B^{\frac{k-1}{k}}} .$$

Результаты расчета термодинамических характеристик цикла детонационного двигателя представлены в таблице 1 и на рисунке 3.

Таблица 1

Характеристики детонационного двигателя

| $\frac{N_D}{\pi/\pi}$ | $\lambda_1$                                    | 1,1  | 1,2   | 1,5  | 1,7  | 2,0   | 2,23 | 2,3  | 2,4               | 2,44               |
|-----------------------|--|------|-------|------|------|-------|------|------|-------------------|--------------------|
| 1                     | $\eta_D \%$                                    | 15   | 15    | 16   | 19   | 27    | 37,5 | 43   | 56                | 70                 |
| 2                     | $\Theta_{кр}$                                  | 1,01 | 1,032 | 1,17 | 1,31 | 1,667 | 1,8  | 1,92 | 1,98              | 2,03               |
| 3                     | $M$  | 1,12 | 1,26  | 1,73 | 2,15 | 3,16  | 4,92 | 6,1  | 10,9              | 25,4               |
| 4                     | $\frac{P_1^*}{P_1} = \frac{1}{\pi(\lambda_1)}$ | 2,2  | 2,6   | 5,2  | 10   | 47    | 480  | 1750 | $7,8 \times 10^4$ | $3,16 \times 10^7$ |



| №<br>п/п | $\lambda_1$                    | 1,1   | 1,2   | 1,5  | 1,7  | 2,0  | 2,23  | 2,3   | 2,4   | 2,44                  |
|----------|--------------------------------|-------|-------|------|------|------|-------|-------|-------|-----------------------|
| 5        | $\sigma = \frac{P_2^*}{P_1^*}$ | 0,997 | 0,986 | 0,84 | 0,65 | 0,28 | 0,066 | 0,028 | 0,002 | $0,26 \times 10^{-4}$ |
| 6        | $\pi_3 = \frac{P_3^*}{P_1}$    | 2,2   | 2,6   | 4,4  | 6,4  | 13   | 32    | 48    | 156   | 822                   |
| 7        | $\theta_3 = \frac{T_3^*}{T_1}$ | 1,26  | 1,35  | 1,87 | 2,53 | 5,0  | 10,5  | 16    | 50    | 263                   |
| 8        | $\eta_t \%$                    | 20    | 24    | 37,5 | 48   | 67   | 83    | 88    | 96    | 99                    |
| 9        | $\frac{T_2}{T_1}$              | 1,1   | 1,2   | 1,5  | 1,8  | 3    | 6     | 8     | 24    | 130                   |
| 10       | $\frac{P_2}{P_1}$              | 1,31  | 1,67  | 3,31 | 5,25 | 11,5 | 28    | 42    | 140   | 750                   |

Из анализа таблицы 1, граф 1, 4, 5, следует, что высокий рост полного давления в ударной волне сопровождается значительным падением коэффициента восстановления полного давления из-за волновых потерь, что и определяет невысокий уровень коэффициента полезного действия цикла детонационного двигателя.

Так, при  $\lambda_1 = 2,23$ ,  $M = 4,9$  степень повышения полного давления в ударной волне  $\pi_B^* = 480$ ,  $\sigma = 0,066$  и КПД цикла  $\eta_D = 37,5\%$ . При тех же условиях КПД газотурбинного двигателя равен  $\eta_t > 83\%$  (графа 8).

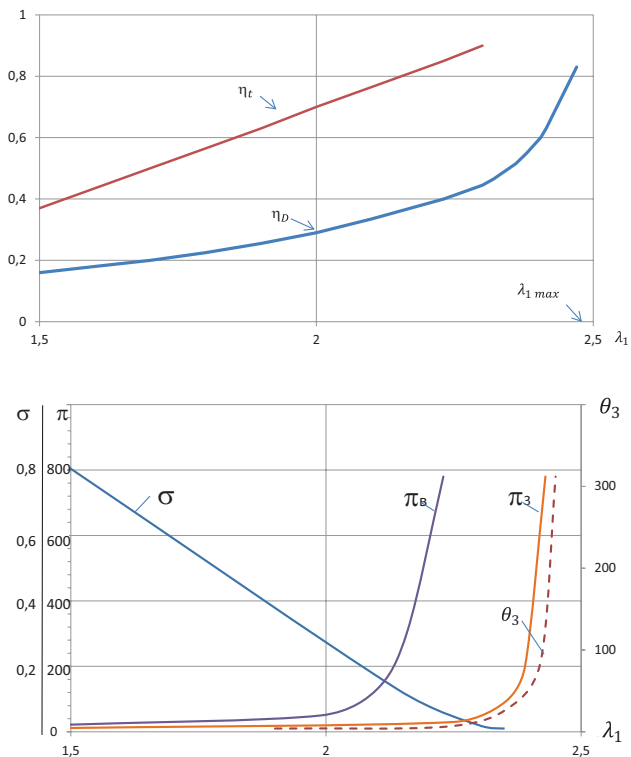
В то же время анализ граф 6, 7 показывает возможность получения в детонационном двигателе огромных энергий газового потока. Так, при  $\lambda_1 = 2,44$  степень повышения давления в цикле  $\pi_3^* = 822$ , а степень повышения полной температуры в цикле  $\theta_3 = 263$ , что невозможно получить в других тепловых машинах. Разработка таких двигателей требует и новых технологий для обеспечения работоспособности горячих стенок двигателя (новые жаропрочные материалы, системы охлаждения и др.). Одним из путей решения проблемы могло быть применение жидкого водорода, который не только обеспечивал бы охлаждение стенок, но и, как химически активное топливо, гарантировал протекание детонации. Однако для обеспечения стационарности ударных волн с  $\lambda_1 > 2,36$  необходимо применение химически активных горючих смесей, имеющих более высокие значения теплоты сгорания топлива. Например, введение в топливо порошкообразных металлов (бор, алюминий и др.) для значительного увеличения теплоты сгорания.

Сказанное выше о возможностях детонационного двигателя иллюстрируется на рисунке 3.

В графах 9, 10 показано изменение статических параметров в ударной волне.

Значение статической температуры  $T_2$  за ударной волной обеспечивает воспламенение горючей смеси за волной и, следовательно, непрерывность цикла. Так, при  $\lambda_1 = 2,1 \frac{T_2}{T_1} = 3,64$  и при начальной температуре газа  $T_1 = 288 \text{ К}$ ,  $T_2 = 1050 \text{ К}$ , что вполне достаточно для начала процесса горения.

Детонационный цикл, с очень большой конечной энергией газового потока, может быть применен как для получения движущей силы транспортного средства, так и в промышленности, например, для упрочнения и резки металлов, получения искусственных алмазов высокой твердости, в строительстве, для геофизических исследований и др.



**Рис. 3.** Изменение характеристик термодинамического цикла детонационного двигателя в зависимости от скорости ударной волны  $\lambda_1$

## Выводы

1. На основании знаний о стационарности ударной волны выполнен расчет параметров термодинамического цикла детонационного двигателя.
2. Показано, что при ударных волнах  $\lambda_1 > 2,44$ ,  $M > 25$  детонационный двигатель имеет преимущество по сравнению с другими тепловыми машинами

в части возможности получения высоких абсолютных энергий газового потока как рабочего тела термодинамического цикла двигателя.

3. Коэффициент полезного действия детонационного двигателя зависит только от приведенной скорости ударной волны  $\lambda_1$ .
4. В связи с большими волновыми потерями полного давления в ударных волнах значение коэффициента полезного действия термодинамического цикла детонационного двигателя значительно ниже, чем у других тепловых машин.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Hoffman, N.*, Reaktion Propulsion by intermittent Detonative Combustion, German Ministry of Supply, Volkenzode Translation, 1940.
2. *Щетинков Е.С.* Физика горения газов. — М.: Наука, 1965. — 760 с.
3. *Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Соловьева А.В.* Оптимизация камеры сгорания / под ред. О.А. Рудакова. — СПб.: изд-во Политехн. ун-та, 2015. — 152 с.
4. *Абрамович Г.Н.* Прикладная газовая динамика. Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука». — М., 1969. — 824 с.

УДК 534.232

*В.Д. Ивонин<sup>1</sup>, С.В. Лаухин<sup>1</sup>, О.А. Рудаков<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

<sup>2</sup> АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург

### ОЦЕНКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭФФЕКТА HARTMANA — SPRENGERA

Показана низкая термодинамическая эффективность процесса течения газа на основе эффекта Hartmana — Sprengera при наличии малой скорости ударных волн в мостообразном скачке уплотнений на выходе из резонатора, что делает нецелесообразным использование этого эффекта в теории детонационного двигателя.

*Ключевые слова:* эффект Hartmana — Sprengera, эффективность, детонационный двигатель.

В последние десятилетия широко рекламируются преимущества детонационных двигателей, как в Интернете, так и в печати. Предпринята попытка создания действующей модели детонационного двигателя, в частности, с использованием резонатора, по физической сущности аналогичного эффекту Hartmana — Sprengera в рамках концепции так называемых комбинированных детонационных двигателей<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Второе рождение авиационных пульсирующих двигателей / Е Ю. Маргуков и др. Полет. № 4. 2003;

О возможности использования детонационного горения в ГТД / В.И. Копченков, А.М. Старик и др. Всероссийская научно-техн. конф. «Двигатели XXI века». Москва. ЦИАМ. 2015.

Комбинированный двигатель состоит из последовательно расположенных газотурбинного газогенератора, системы камер сгорания с искусственно созданным недожогом керосиновоздушной смеси и резонатора на выходе.

Задачей настоящей работы является расчетная оценка термодинамической эффективности указанного выше эффекта Hartmana — Sprengera и целесообразности использования эффекта в детонационном двигателе, что представляется актуальным.

Суть эффекта Hartmana — Sprengera состоит в следующем. При втекании сверхзвуковой недорасширенной струи из сопла в полузамкнутую трубку (резонатор), при определенном расстоянии от сопла до резонатора возникают автоколебания. Зазор сопло — резонатор есть параметр настройки генератора Hartmana. Перепад давлений в сечении сопла сверхкритический. Сверхзвуковая недорасширенная струя имеет бочкообразную форму и квазипериодичную структуру, состоящую из системы мостообразных скачков уплотнений, включая прямой скачок и косые скачки. За прямым скачком существуют высокие значения давления и температуры газа.

При достаточно большой глубине полости резонатора, в результате торможения ударных волн теплота накапливается и температура газа вблизи торца может в несколько раз превышать заторможенную температуру газа в сопле. По этому принципу может быть создан новый класс тепловых насосов, как и система зажигания топливных смесей, что использовано в модели указанного выше комбинированного детонационного двигателя.

Разновидность течения на основе эффекта Hartmana — Sprengera с полусферическим резонатором представлена на рисунке 1.

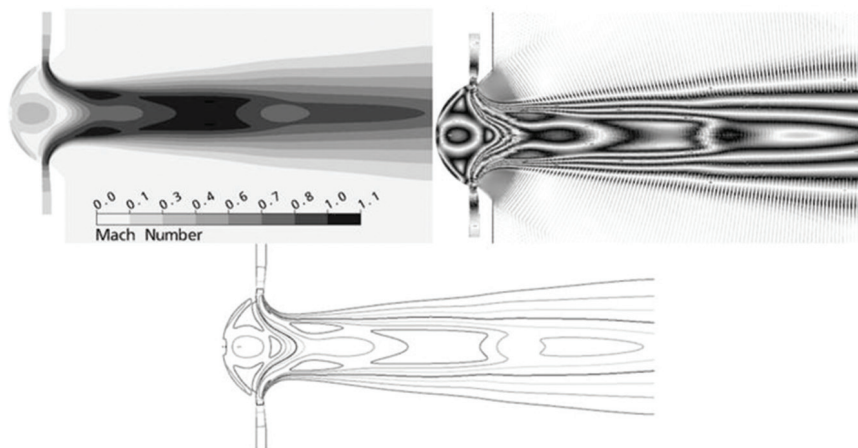


Рис. 1. Структура газового потока в эффекте Hartmana — Sprengera

Эффективность течения будем оценивать потерями полного давления между сечениями сопла и сечением смешения газовых струй. Изменение полного

давления определяет рост энтропии как характеристику обесценивания полезной энергии потока, превращающуюся в теплоту трения.

Коэффициент потерь полного давления равен:

$$\delta = \xi \frac{k}{k+1} \cdot \varepsilon(\lambda_c) \cdot \lambda_c^2.$$

где:  $\xi$  коэффициент сопротивления системы;

$\lambda_c$  приведенная скорость потока в выходном сечении.

Для определения коэффициента сопротивления  $\xi$  используем аналогичный процесс смешения струй, приведенный на рисунке 2 из работы [2].

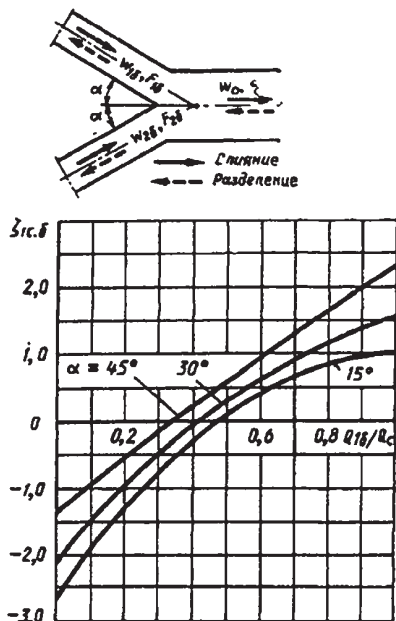


Рис. 2. Структура газового потока в эффекте Хартмана — Sprengera

$$F_c = F_{10} + F_{20}$$

В результате экстраполяции по углу между каналами  $\alpha = 90$  получим весьма высокое значение коэффициента потерь полного давления газа в эффекте Хартмана — Sprengera,  $\delta > 0,55-0,66$ . Из рассмотрения рисунка 1 следует, что в эффекте Хартмана — Sprengera максимальная скорость ударной волны не превышает значения  $X_c = 1,1$  что недостаточно для осуществления работы детонационного двигателя.

Детонационный двигатель представляет собой тепловую газовую машину, в которой давление рабочего тела повышается в ударной волне (а не в компрессоре) [3; 4]. Причем горючая смесь, по которой распространяется детонационная волна, должна быть химически активной, например, водородо-воздушная

смесь. Керосино-воздушная смесь, имеющая значительно более низкую скорость химических реакций, не обеспечит стабилизацию ударной волны.

При скоростях ударных волн  $\lambda_1 > 2,44 M > 25$  детонационный двигатель имеет преимущества по сравнению с другими в части возможности получения высоких значений абсолютной энергии газового потока. Коэффициент полезного действия такого двигателя зависит только от скорости ударной волны  $\lambda_1$  [4].

Таким образом, недостаток устройств на основе эффекта Hartmana — Sprengera, сдерживающих их широкое применение, состоит в следующем:

- низкая термодинамическая эффективность процессов нагрева и охлаждения;
- необходимость обеспечения сверхкритического перепада давления в сопле;
- непригодность для детонационного двигателя из-за низкого значения скорости ударной волны за резонатором.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Эффект Гартмана. Область существования. Частота колебаний / В.Н. Глазгов, Ю.Г. Корабейников. Прикладная механика и техническая физика. — Т. 42, № 4. 2001.
2. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1992.
3. Оптимизация камеры сгорания: под ред. О.А. Рудакова / А.В. Григорьев и др. — СПб.: изд-во Политехнического унив-та, 2015.
4. Теория и расчет параметров термодинамического цикла детонационного двигателя. А.В. Григорьев, В.А. Митрофанов, О.А. Рудаков, А.В. Соловьева. — СПб. Климовские чтения, АО «Климов», 2017.

## СОДЕРЖАНИЕ

### ТЕРМОДИНАМИКА И ГАЗОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....

|   |    |
|---|----|
| <i>Стародумов А.В., Мамаев Б.И.</i> Потери в турбинной решетке из-за угла атаки.....  | 7  |
| <i>Мошук Т.М., Мамаев Б.И.</i> Экспериментальное исследование трансзвуковых решеток соплового аппарата турбины.....   | 12 |
| <i>Мамаев Б.И., Горшков А.Ю.</i> Выбор параметров проектируемой турбины с учетом опыта доводки авиационного ГТД.....  | 17 |
| <i>Лепешинский И.А., Кучеров Н.А.</i> Исследование процесса течения газа в цилиндрическом канале с трением и подогревом.....  | 24 |
| <i>Федечкин К.С., Кикоть Н.В., Лещенко И.А., Кретинин Г.В.</i> Некоторые аэродинамические и конструктивные особенности КНД 3-контурного двигателя.....                                      | 29 |
| <i>Грибов М.В., Ремизов А.Е.</i> Путь рационального распределения степени повышения давления между осевой и диагональной ступенью в оседагональном компрессоре на этапе проектирования..... | 36 |
| <i>Герасимов А.Б., Конашков С.А., Солуянов И.А.</i> О возможности оптимального управления частотой вращения воздушного винта самолета.....  | 41 |
| <i>Бошканец Э.А., Еремин А.А.</i> Аэромеханическое проектирование лопаточных венцов компрессора в среде Ansys Workbench.....  | 52 |
| <i>Бурдашова Е.В., Бошканец Э.А., Еремин А.А.</i> Модификация рабочей лопатки первой ступени КНД авиационного двигателя.....  | 57 |

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

|   |    |
|---|----|
| <i>Лалин А.М., Мусеев А.А.</i> Изменение радиального зазора в осевом компрессоре высокого давления в ходе рабочего цикла ГТД.....                             | 67 |
| <i>Рудаков О.А., Косматов А.А.</i> Изменения параметров эмиссии и горения газотурбинного двигателя в зависимости от атмосферных условий.....                  | 75 |
| <i>Маркушин А.Н., Бакланов В.М.</i> Многофорсуночная камера сгорания как способ обеспечения экологической безопасности ГТУ.....                               | 79 |
| <i>Дьячков О.В., Сафонов А.Ю., Грачев А.М., Рудаков О.А.</i> Методология расчета потребной глубины охлаждения лопаток первой ступени турбины компрессора..... | 83 |

### КОНСТРУКЦИЯ, ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....

|  |     |
|--|-----|
| <i>Старков Р.Ю., Поткин А.Н., Карнов Ф.В., Нелтырева И.А.</i> Нецентрированная бандажная полка рабочего колеса турбины.....  | 89  |
| <i>Кикоть Н.В., Буров М.Н., Лебедев М.В.</i> Пути решения проблемы проскальзывания межвалового подшипника в газотурбинном двигателе.....   | 94  |
| <i>Лебедев М.В., Старков Р.Ю., Поткин А.Н., Кикоть Н.В., Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холубцев Д.П.</i> Внедрение лепесткового газодинамического подшипника в авиационный газотурбинный двигатель.....                              | 101 |
| <i>Мураш А.Н., Белоусов А.И., Кузнецов А.А.</i> Мероприятия по снижению гидравлического сопротивления гибких трубопроводов.....  | 105 |
| <i>Артамонов М.А., Потапов С.Д., Перепелица Д.Д., Онищенко Д.Д., Демкина Н.И.</i> Исследование методами рентгеновской томографии и электронной микроскопии дефектов и их распределения в гранулируемом никелевом сплаве ЭП741НП..... | 111 |
| <i>Доулетов И.И.</i> Прогрессивный распределитель масла по опорам трения в циркуляционной системе смазки газотурбинного двигателя.....   | 118 |
| <i>Храмин Р.В., Соболев А.В., Лебедев М.В., Слободской Д.А.</i> Метод измерения осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник с помощью динамического тензометрирования.....  | 125 |
| <i>Ложкова Д.С.</i> Оценка достоверности автоматизированного ультразвукового контроля полуфабрикатов основных деталей ГТД из титанового сплава.....  | 130 |
| <i>Лалин А.М., Мусеев А.А.</i> Анализ долговечности надроторной вставки турбины высокого давления при циклическом тепловом нагружении.....   | 139 |
| <i>Лобанов В.К.</i> Системный подход к проектированию АГТД по вибропараметру. Практическое воплощение. Связанные колебания.....  | 148 |
| <i>Лобанов В.К., Хрусталева Е.В.</i> Системный подход к проектированию АГТД по вибропараметру. Обеспечение на изделии уровня общих вибраций не выше заданного. Требования к балансировке роторов.....                                | 158 |

*Лобанов В.К., Шубин А.Н., Качинский П.К., Семенова И.М., Петрова Н.Ю., Степанов В.Н., Метс В.Д., Федоров А.А.* Системный подход к проектированию АГТД. Неразрушаемость как мера параметрической работоспособности..... 166

**СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ..... 182**

*Конашков С.А., Рабец Е.В.* Испытания системы противопожарной защиты двигателя ТВ7-117В ..... 182

*Зеленин А.Н., Легконогох Структурная Д.С.* Схема отказоустойчивой топливной системы авиационной силовой установки с электроприводными насосами ..... 191

*Конашков С.А., Блохин В.С., Зубков А.Г., Васильев В.Ю., Кузнецов А.А.* Оценка причин и способов парирования дефекта «раскачка основных параметров двигателя ВК-2500 в составе самолета Ми-28..... 195

*Душиц-Коган Г.Д., Васильев Г.С., Ларионов А.В., Орлов П.М., Шикина Н.В.* О возможном способе компенсации влияния отказа термодатчика гидромеханической части системы автоматического управления двигателем РД-33МК на его характеристики..... 202

**ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ..... 212**

*Кузнецов А.А., Мурзин А.Н., Белоусов А.И.* Особенности течения рабочей жидкости в тягоизмерительном устройстве поршневого типа ..... 212

*Калемнев А.Ю.* Методика и технология мониторинга двигателей ТВ7-117СМ(СТ) для определения предельного состояния по основным параметрам ..... 217

*Мусеев А.А., Орлова Е.Ю.* Эксплуатация авиационных двигателей по техническому состоянию: методология, особенности и необходимые условия для перевода на эксплуатацию по техническому состоянию..... 226

**ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ ..... 242**

*Дубин А.И.* Совершенствование средств контроля сопротивления усталости и других характеристик деталей ГТД ..... 242

*Быценко О.А., Громов А.Н., Панов В.А., Филонова Е.В.* Влияние модифицирования сильноточными импульсными электронными пучками микросекундной длительности на структурно-фазовые изменения поверхностных слоев жаростойкого многокомпонентного ионно-плазменного покрытия Ni-Cr-Al-Y ..... 251

*Побелянский А.В., Мустейкус А.И., Галаджун А.А., Михайлов К.Н.* Применение аддитивных технологий термостойких пластиков для изготовления деталей малоразмерных ГТД ..... 259

*Зюлькова М.В., Бастрыкин П.П., Привалов В.Н., Попарецкий А.В., Куница С.П., Воек М.Ю., Брыкин Б.В.* Перспективное устройство реверса тяги ..... 267

*Лопатин А.А., Фатхиева Р.А., Терентьев А.А.* Современное применение термоэлектрических элементов в системах генерации электроэнергии и охлаждения ..... 273

*Лопатин А.А., Фатхиева Р.А., Терентьев А.А.* О возможности применения термоэлектрических генераторов в авиационных двигателях..... 278

*Колядов Е.В., Висик Е.М., Герасимов В.В.* Автоматизированные комплексы направленной кристаллизации и перспективные технологии литья лопаток турбины..... 285

*Сухов Д.И., Неруш С.В., Мазалов П.Б., Ходырев Н.А., Богачев И.А.* Влияние параметров селективного лазерного плавления на структуру и свойства коррозионностойкой стали.... 293

*Харисов А.Ф., Лебедева Н.А.* Технология автоматизированного формирования алгоритмов для централизованного принятия решений об отказах в ЛА ..... 300

*Луквин В.И., Афанасьев-Ходыкин А.Н., Галушка И.А., Журенков Ю.Н., Ёлкин П.Я.* Изготовление рабочего колеса ГТД конструкции типа «Блиск» методом пайки ..... 307

*Живушкин А.А., Малинина С.В.* Новый подход к фрактографической оценке усталостных трещин применительно к деталям изделий АО «ОДК-Климов» ..... 314

*Живушкин А.А., Ёлкин П.Я., Николитч Е.В., Валитов В.А., Галиева Э.В.* Перспективные технологии получения твердофазных соединений из высокожаропрочных сплавов на основе никеля для деталей типа «Блиск» газотурбинного двигателя ..... 319

*Грандильевская И.Г., Живушкин А.А.* Оценка коррозионной агрессивности и смывающей способности новых промывочных составов для ГВТ двигателей..... 330

*Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Повышение механических и эксплуатационных свойств изделий из конструкционных сталей обработкой пульсирующими газовыми потоками ..... 350

*Тихомирова Е.А., Сидохин Е.Ф.* Специфика развития термической усталости в рабочих и сопловых лопатках АГТД ..... 356

*Тихомирова Е.А., Сидохин Е.Ф.* Аномальное проявление термической усталости в испытанных монокристаллах сплава ВКНА-1В..... 365



|  |     |
|--|-----|
| <i>Новак А.В., Ночовная Н.А., Алексеев Е.Б.</i> Исследование влияния деформационной обработки на структуру и механические свойства интерметаллидного титанового сплава ВИТ5 .. | 369 |
| <i>Малыгин С.Н., Кириллов Б.М., Тихомирова Е.А.</i> Разработка мероприятий по снижению трещиностойкости кромок лопаток .....   | 377 |

**АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИКИ И УПРАВЛЕНИЯ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ .....** 386

|  |     |
|--|-----|
| <i>Дмитриев А.Я., Митрошкина Т.А.</i> Анализ возможностей и рисков управления процессами системы менеджмента предприятия авиационной отрасли ..... | 386 |
|--|-----|

**НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАБОТЫ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ .....** 392

|  |     |
|--|-----|
| <i>Курнухин А.А., Лыкова И.Ф., Поляков Д.А., Рудаков О.А.</i> Расчет скорости детонации при изменении начальных параметров горючей смеси ..... | 392 |
|--|-----|

|  |     |
|--|-----|
| <i>Григорьев А.В., Рудаков О.А., Соловьева А.В.</i> Газодинамический расчет детонации в канале постоянного сечения ..... | 397 |
|--|-----|

|   |     |
|---|-----|
| <i>Григорьев А.В., Рудаков О.А., Соловьева А.В.</i> Газодинамический расчет детонации в каналах переменного сечения ..... | 405 |
|---|-----|

|  |     |
|--|-----|
| <i>Григорьев А.В., Рудаков О.А., Соловьева А.В.</i> Термодинамический цикл и КПД гиперзвукового прямоточного воздушно-реактивного двигателя, ГПВРД, при сжигании топлива за ударной волной ..... | 415 |
|--|-----|

|   |     |
|---|-----|
| <i>Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Соловьева А.В.</i> теория и расчет параметров термодинамического цикла детонационного двигателя ..... | 418 |
|---|-----|

|   |     |
|---|-----|
| <i>Ивонин В.Д., Лаухин С.В., Рудаков О.А.</i> Оценка термодинамической эффективности эффекта Hartmana — Sprengera ..... | 427 |
|---|-----|

---

Компьютерная верстка *С. В. Брылев*  
Корректор *Е. В. Величина*

Подписано в печать 10.10.17. Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.

Печать офсетная. Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 27,13. Тираж 150 экз. Заказ № 4633

Отпечатано в типографии «Скифия-Принт»

С.-Петербург, ул. Б. Пушкарская, д. 10,  
тел. (812) 644-41-63, 982-83-94

---