

УДК 621.438; 536.24

ВЛИЯНИЕ ПЕРФОРАЦИИ И ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ

В. А. ТРУШИН¹, Р. А. КАРИМОВ², Ф. Г. БАКИРОВ³, Г. К. АГЕЕВ⁴

¹trushinf@ufanet.ru, ²karimov.ra@bk.ru, ³fgbakirov@bk.ru, ⁴ageevgeo@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 20.02.2019

Аннотация. Описаны влияние пленки воздуха из отверстий перфорации на коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке лопатки, которое учитывалось по формуле, содержащей числа Рейнольдса газа, воздуха и нового числа подобия, учитывающего разность температур газа и вдуваемого воздуха. Излагаются результаты расчетов и анализа влияния перфорации стенки турбинной лопатки и пленки воздуха из отверстий, а также теплозащитных покрытий на температурное и напряженное состояние турбинной лопатки петлевой схемы охлаждения. Сопоставляются результаты расчетов температур по высоте лопатки по 2D и 3D моделям.

Ключевые слова: турбинная лопатка; температура; напряжения; эффективность охлаждения; перфорация; пленка воздуха; теплозащитное покрытие.

ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование газотурбинных двигателей неразрывно связано с повышением степени сжатия воздуха в компрессоре π_k и температуры газа перед турбиной T_T , что повышает КПД цикла ГТД (рис. 1), рост T_T приводит к необходимости охлаждения турбины.

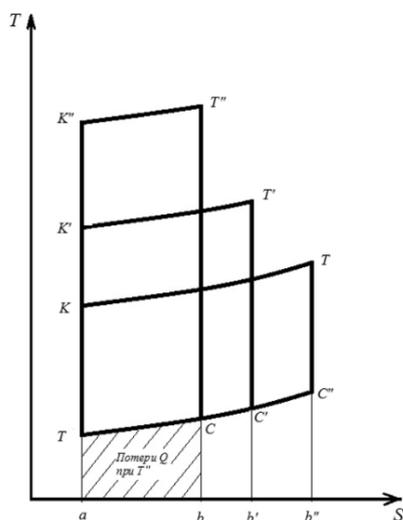


Рис. 1. Уменьшение потерь теплоты в цикле ГТД с повышением π_k и T_T

Для таких высоконагруженных деталей, как сопловые и рабочие лопатки турбины, наиболее распространенной является открытая воздушная система охлаждения, совершенствование которой идет по пути постоянного усложнения конфигурации внутренних каналов лопаток с применением различных интенсификаторов охлаждения, таких, как штыри, перегородки, выступы, ребра, дефлекторы и т.д., с оптимизацией их взаимного расположения.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПЕРФОРАЦИИ И ПОКРЫТИЙ

Многообразие схем охлаждения объясняется большим количеством разработок перспективных лопаток турбины, внедрением прогрессивных методов изготовления, которыми занимаются большое количество фирм и организаций.

Цель охлаждения – не только достижение приемлемого уровня среднепрофильной температуры лопатки, но и обеспечение по условиям прочности равномерности температурного поля по обводу ее профиля. Неравномерное значение коэффициентов

теплоотдачи α_r по наружному контуру лопаточного профиля требует более интенсивного охлаждения входной и выходной кромок лопатки, где α_r существенно выше, чем на средней части профиля.

В зависимости от характера движения воздуха относительно пера лопатки различаются конструкции с продольными охлаждающими каналами, с поперечными охлаждающими каналами и комбинированные. Все три схемы могут сочетаться с пленочным охлаждением и применением теплозащитных покрытий (ТЗП).

Схемы охлаждения и конфигурации внутренних каналов во многом определяются основными параметрами газотурбинного двигателя, такими, как степень сжатия компрессора π_k , температура газа перед турбиной T_r и температура охлаждающего воздуха $T_{охл}$, соотношением расхода газа G_r и охлаждающего воздуха $G_{охл}$ ($G_r/G_{охл}$).

Эффективность охлаждения лопатки с температурой T_l характеризуется безразмерным параметром $\theta = (T_r - T_l) / (T_r - T_{охл})$.

Определялось термонапряженное состояние рабочей лопатки газовой турбины петлевой схемы охлаждения, внутренние каналы которой представлены на рис. 2 (патент [1] «Охлаждаемая лопатка турбины петлевой схемы охлаждения»). Петлевое течение охлаждающего воздуха осуществляется как в сторону выходной кромки, так и в сторону входной [2]. Общая высота пера лопатки до перехода в замковую часть 58 мм, для расчетов температур методом конечных разностей (МКР) по схеме Кранка–Николсона, разбивалась на 20 слоев. Толщины слоев неодинаковы – по 1,5 мм на внешнем радиусе (крышка, борт над крышкой, слой под крышкой) и вблизи замка четыре слоя. В области разворота охлаждающего воздуха под крышкой два слоя по 4,5 мм. Остальные слои по 3,5 мм. Замок лопатки с полкой и прилегающими элементами замка диска, общей высотой 24 мм, являлся 21-м слоем. Каждый слой разбивался по обводу профиля примерно на 600 четырехугольных элементов-столбиков (по толщине стенки лопатки – 9 слоев, по обводу профиля – 65 слоев). Общее число

элементов разбиения пера лопатки более 12000, что достаточно для анализа ее термонапряженного состояния, оценки ресурса работы как на стационарных, так и переходных режимах работы ГТД с учетом малоцикловой нагрузки. Надежность метода МКР, не требующего большого машинного времени, обоснована в [3] и с успехом применяется для расчетов теплоизоляции летательных аппаратов на больших скоростях полета по 2D модели. Этот метод применим для расчетов и мониторинга состояния лопаток турбины при расчетах по 3D модели на борту летательного аппарата.



Рис. 2. Внутренние каналы рабочей лопатки газовой турбины

Проанализированы следующие схемы организации тепловой защиты пера лопатки:

1. Перо лопатки не имеет ни перфорации в ее стенке (кроме крупноразмерных отверстий для эвакуации воздуха из полости входной кромки на спинку лопатки, где давление газа низкое), ни термобарьерного покрытия на поверхности со стороны газа. Сечение лопатки этой схемы представлено на рис. 3.

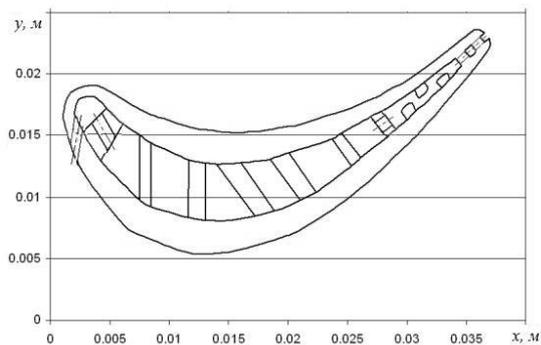


Рис. 3. Сечение лопатки без перфорации и термобарьерного покрытия

2. Пери лопатки не имеет перфорации в ее стенке (кроме крупноразмерных отверстий для эвакуации воздуха из полости входной кромки на спинку лопатки, где давление газа низкое), но имеет термобарьерное покрытие на поверхности со стороны газа. Рис. 3 также соответствует сечению лопатки этой схемы (термобарьерное покрытие скрыто, его видно в выноске ТЗП на рис. 5).

3. Пери лопатки имеет перфорацию в ее стенке, но не имеет термобарьерного покрытия на поверхности со стороны газа. Сечение лопатки этой схемы представлено на рис. 4.

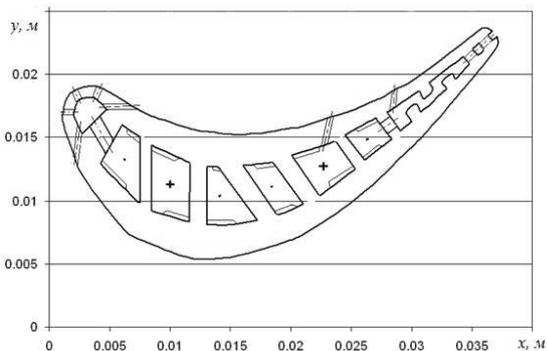


Рис. 4. Сечение лопатки имеет термобарьерное покрытие, без перфорации

4. Пери лопатки имеет перфорацию малоразмерного диаметра отверстий в ее стенке и термобарьерное покрытие на поверхности со стороны газа (толщина покрытия $\Delta=0,3$ мм). Сечение лопатки этой схемы представлено на рис. 5.

Расчеты температур в элементах разбиения лопатки первого варианта (без перфорации и без ТЗП) проводились как в двумерной постановке – 2D (без учета тепलो-

го взаимодействия данного слоя с нижним слоем и с верхним), так и в трехмерной постановке – 3D (с учетом теплового взаимодействия данного слоя с нижним слоем и с верхним). Цель этих двух вариантов расчетов температур – это выбор оптимального способа расчета бортовыми компьютерами, удовлетворяющему по точности расчетов и быстродействию.

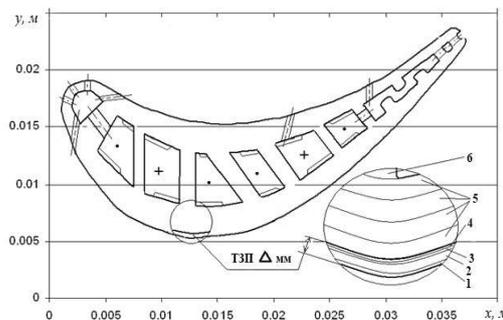


Рис. 5. Сечение лопатки: 1–4 – слои ТЗП из различных компонентов; 5 – слой металла ЖС32; 6 – перегородка ЖС32

Температурное состояние лопатки турбины на работающем двигателе регистрируется пирометрами, и сопоставление расчетных температур, полученных бортовыми компьютерами с замеренными пирометрами, позволит определить момент износа лопатки или ее разрушения. На рис. 6 представлено разрушение концевых кромок рабочих лопаток турбины частицами нагара.

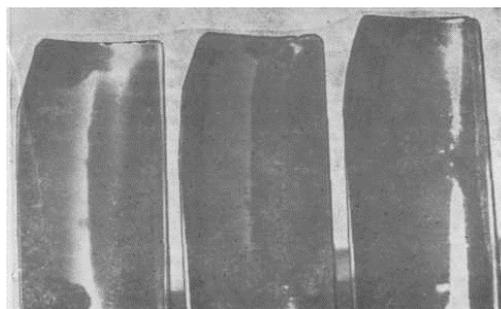


Рис. 6. Разрушение (80 %) концевых кромок лопаток турбины 1-й ступени частицами нагара, уносимыми газовым потоком из камеры сгорания

На рис. 7 представлена рабочая лопатка турбины с разрушенной периферийной частью пера от перегрева после 22759 часов работы [4].

Особенно в тяжелых условиях по температуре рабочего газа работают сопловые лопатки первой ступени турбины. На рис. 8

представлены сопловые лопатки, поврежденные коррозией и структурными изменениями турбинного сплава в результате длительной эксплуатации.

Приведенные фотографии разрушающихся лопаток турбин показывают на необходимость получать информацию о их температурном состоянии и, если эта информация не будет соответствовать расчетной для данного режима работы двигателя, получаемой от бортовых компьютеров, следует прекращать работу ГТД для ремонта ступени турбины.

Применимость метода расчета температур методом конечных разностей (МКР) бортовыми компьютерами обоснована расчетами температур и эффективностью охлаждения рассмотренных выше трех вариантов лопатки реальной внешней геометрией с петлевым конвективным охлаждением (рис. 3–5).

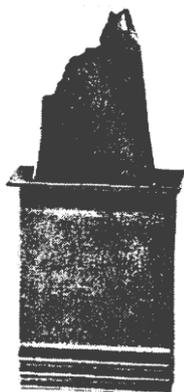


Рис. 7. Разрушенная рабочая лопатка 1-й ступени ТВД турбины MS-3142 из сплава IN738 после 22759 ч эксплуатации

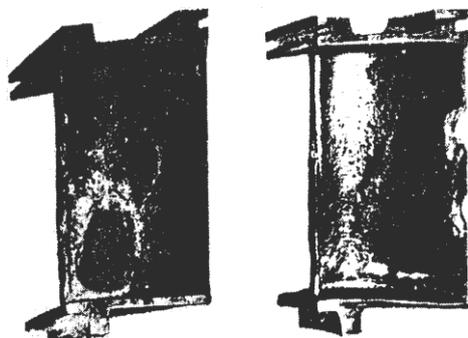


Рис. 8. Сопловые лопатки 1-й ступени турбины из сплава ЖС6К, поврежденные коррозией в результате эксплуатации в течение 16000 и 26000 ч

На рис. 9–14 представлены сопоставительные кривые температур элементов по высоте пера лопатки в двумерной постанов-

ке (пунктир – 2D) и в трехмерной постановке (сплошные линии – 3D) для монолитной лопатки только конвективного охлаждения (вариант 1 без перфорации и без ТЗП). Линии со звездочками относятся к температуре охлаждающего воздуха, а линии с кружочками – к температуре газа.

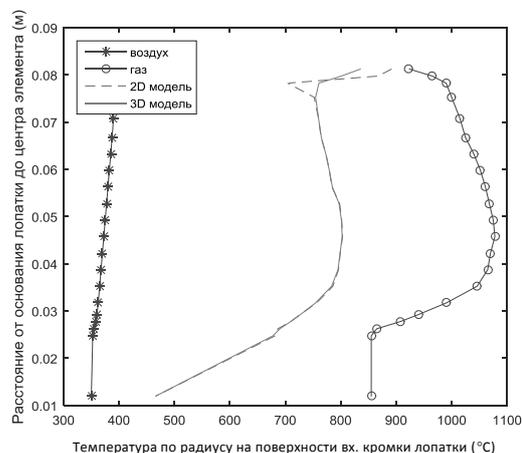


Рис. 9. Кривые температур элементов по высоте пера лопатки №1 в 2D и 3D постановке

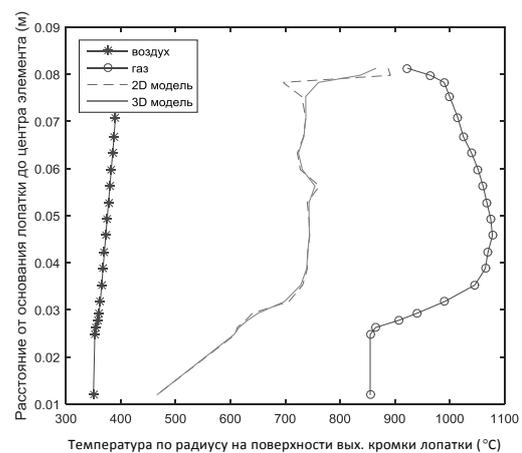


Рис. 10. Кривые температур элементов по высоте пера лопатки №2 в 2D и 3D постановке

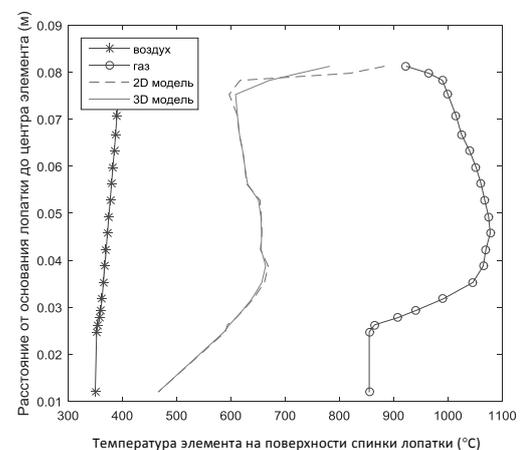


Рис. 11. Кривые температур элементов по высоте пера лопатки №3 в 2D и 3D постановке

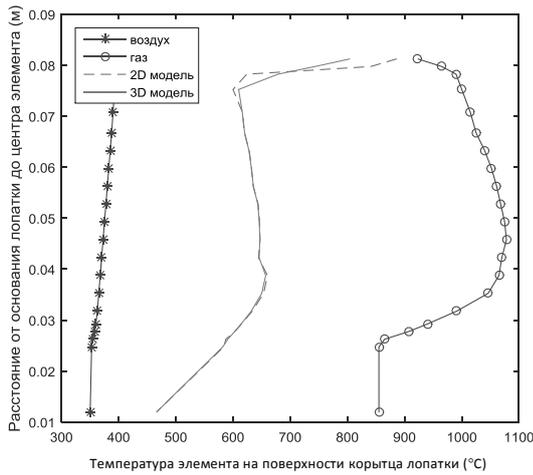


Рис. 12. Кривые температур элементов по высоте пера лопатки №4 в 2D и 3D постановке

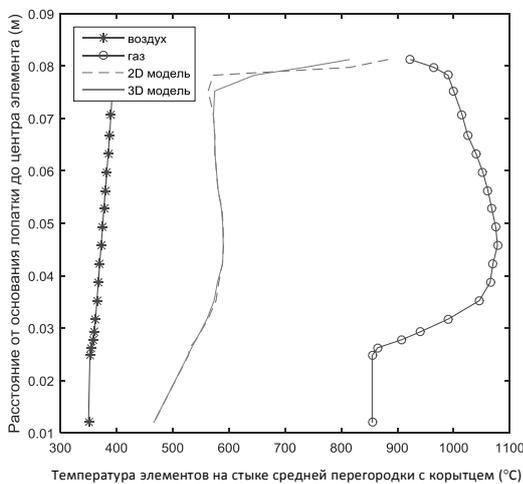


Рис. 13. Кривые температур элементов по высоте пера лопатки №5 в 2D и 3D постановке

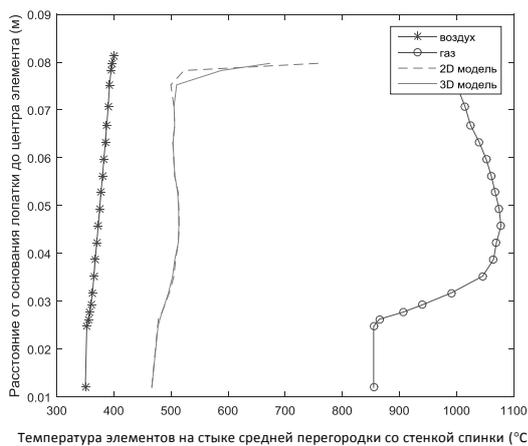


Рис. 14. Кривые температур элементов по высоте пера лопатки №6 в 2D и 3D постановке

Анализ рис. 9–14 показывает, что при современных очень высоких коэффициентах теплоотдачи со стороны газа и со стороны воздуха можно на большей части лопат-

ки пренебрегать тепловыми потоками вдоль ее пера, проводя расчеты температур в двумерной постановке по модели 2D. Исключение составляют периферийные тонкие 4 слоя, где крышка и борт над крышкой охлаждаются в основном теплоотводом в соседние слои в сторону замка, и поэтому температурное состояние этих слоев следует рассчитывать в трехмерной постановке по модели 3D. Таким образом, из рис. 6–11 видно, что расчетная модель для бортовых компьютеров должна включать в себя около 85 % двумерных расчетов и около 15 % (в периферийной части пера лопатки) – трехмерных. Такая смешанная модель расчета позволит сократить машинное время на борту без потери точности расчетов температур для всей лопатки турбины, разбитой более чем на 12000 элементов-столбиков. В обоснование этого на рис. 15 представлены практически наложившиеся друг на друга сопоставительные кривые температур на поверхности входной кромки по высоте пера лопатки, рассчитанные как по смешанной модели (периферийные 4 слоя по модели 3D, а остальные по модели 2D), так и по модели 3D для всех слоев (соответствует сплошной линии см. рис. 9).

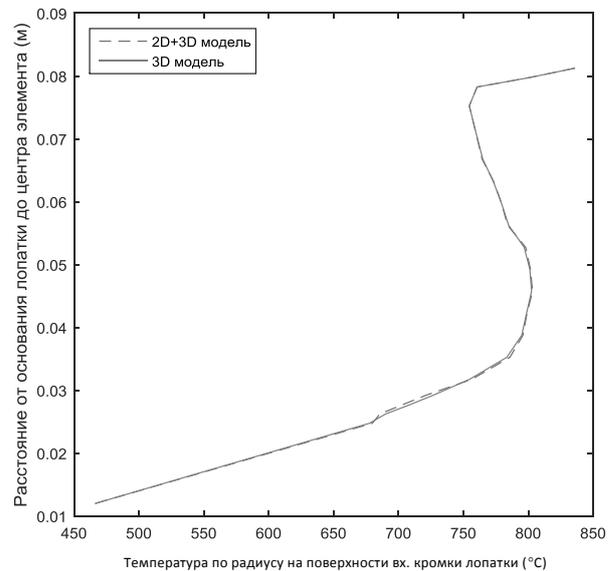


Рис. 15. Сопоставительные кривые температур на поверхности входной кромки по высоте пера лопатки

Из рис. 9–15 становится очевидной причина разрушения периферийной части пера лопатки (см. рис. 7) – это высокая температура охлаждающего воздуха.

Количество элементов разбиения, при необходимости, может быть и большим, чем в рассмотренной конструкции турбинной лопатки.

На поверхности лопатки со стороны газа нанесено четырехслойное термобарьерное покрытие (варианты лопаток 2 и 4) из компонентов, исследованных и рекомендованных к применению в фундаментальном труде [5]. При расчетах нестационарных температур в лопатке конечно-разностным методом по неявной схеме Кранка–Николсона [6, 7] стенка лопатки по обводу профиля разбивалась на 65 участков и на 9 слоев по толщине стенки, из которых 4 слоя для ТБП и 5 слоев для сплава ЖС32-ВИ. Устойчивость неявной схемы Кранка–Николсона решения уравнения теплового баланса конечно-разностным методом при любых интервалах времени обоснована в [6, 7]. Следует отметить, что эта схема обладает наименьшей погрешностью аппроксимации и повышенной точностью результатов решения по сравнению с со схемами Шмидта и Лаасонена, [6, 7]. Сопоставление результатов конечно-разностных расчетов температур с точными теоретическими для стержня конечной длины (образованного пересечением пластины и круглого стержня, с размерами, соответствующими турбинной лопатке) при постоянном коэффициенте теплопроводности показало на их согласованность с точностью до десятых долей процента.

Необходимость непрерывных расчетов нестационарных температур и напряжений в лопатках турбины с оценкой расхода ресурса их работы за полет бортовыми ЭВМ требует применения методов расчета с малыми затратами машинного времени, при обеспечении достаточной точности, из-за ограниченных вычислительных мощностей бортовых компьютеров. Непрерывная информация о температуре газа перед турбиной за полет должна позволять провести расчет расхода ресурса работы лопаток турбины непосредственно на борту самолета на всевозможных режимах работы его ВРД при эксплуатации по состоянию и обеспечении системой безопасности [8]. Альтернативным, приемлемым для расчетов на

борту самолета, является метод элементарных балансов А. П. Ваничева [9] как вариант метода конечных разностей (МКР), применимым для тел любой конфигурации, без существенной схематизации их геометрии при разбиении на элементы произвольной формы, с простым алгоритмом расчетов, обеспечивающим достаточную точность результатов расчетов.

Простота неявной схемы Кранка–Николсона решения нестационарных задач теплопроводности методом МКР, по сравнению с методом МКЭ, видна из формулы [4]

$$\begin{aligned} & c_i m_i (T_i^{n+1} - T_i^n) / \Delta\tau = \\ & = \sum_j [0,5k_{ij}^{n+1} \cdot F_{ij} (T_j^{n+1} - T_i^{n+1}) + \\ & + 0,5k_{ij}^n F_{ij} \cdot (T_j^n - T_i^n)], \end{aligned}$$

где c , m – теплоемкость материала элемента и его масса; $\Delta\tau$ – шаг по времени; k – обобщенная тепловая проводимость на контакте рассматриваемого элемента i с соседним j по площади F . Надстрочный индекс n относится к начальному моменту времени шага, а $n+1$ – к конечному; подстрочные индексы i и j относятся к расчетному элементу и к соседнему соответственно. На границе контакта элементов F_{ij} теплофизические свойства изменяются в соответствии с их температурами в рассматриваемый период времени, а на поверхности лопатки заданы граничные условия теплообмена третьего рода, где тепловая проводимость на контакте элемента с газом k определяется коэффициентом теплоотдачи и тепловой проводимостью от поверхности элемента до его центра по общеизвестным формулам.

В состав многослойного ТБП, общей толщиной 0,3 мм, входят следующие компоненты: 1) на поверхности лопатки из сплава ЖС32-ВИ нанесен антикоррозийный подслой CrAl толщиной 0,0375 мм; 2) далее, металлическая подложка из сплава NiCoCrAlY толщиной 0,0375 мм; 3) пористый металлокерамический слой толщиной 0,15 мм составом 50 % ($ZrO_2-8\%Y_2O_3$), 25 % (NiCoCrAlY), 25 % газ в порах; 4) непористый слой чистого $ZrO_2-8\%Y_2O_3$ толщиной 0,075 мм.

В [5] и [10] приведены табличные данные о теплофизических свойствах компонентов ТБП и сплава ЖС32-ВИ. Для удобства их применения при расчетах температур и напряжений в элементах лопатки на бортовых ЭВМ эти табличные данные были обработаны автором настоящей статьи, и получены уравнения зависимости от температуры t , коэффициентов теплопроводности λ [Вт/м·К], теплоемкости c_p [Дж/кг·К], коэффициентов линейного расширения α_m [1/К], модуля упругости E [МПа] и плотности ρ [кг/м³] в виде:

- для керамики $ZrO_2-8\% Y_2O_3$:

$$\lambda=2,5+0,00125t$$

$$c_p=400+0,125t$$

$$\alpha_T=1,08 \cdot 10^{-5} [1-0,6 \cdot 10^{-3}(t-550)]$$

$$E=2 \cdot 10^5 (1-5 \cdot 10^{-5} t^{1,3})$$

$$\rho=5400;$$

- для сплава NiCoCrAlY:

$$\lambda=6+0,0242t$$

$$c_p=300+0,485t$$

$$\alpha_T=10^{-5} [1+1,45 \cdot 10^{-3} t]$$

$$E=1,6 \cdot 10^5 (1-2,43 \cdot 10^{-5} t^{1,3})$$

$$\rho=7600;$$

- для сплава CrAl:

$$\lambda=6+0,0195t$$

$$c_p=200+0,459t$$

$$\alpha_T=1,1 \cdot 10^{-5} (1+1,09 \cdot 10^{-3} t)$$

$$E=1,31 \cdot 10^5 (1-1,67 \cdot 10^{-5} t^{1,3})$$

$$\rho=7350;$$

- для сплава ЖС32-ВИ:

$$\lambda=5+0,02t$$

$$c_p=400+6,7 \cdot 10^{-9} t^{3,6}$$

$$\alpha_T=1,25 \cdot 10^{-5} [1+4 \cdot 10^{-9} t^{2,8}]$$

$$E=1,25 \cdot 10^5 (1-2,8 \cdot 10^{-7} t^2)$$

$$\rho=8670.$$

Объем выборок при получении представленных регрессионных уравнений составлял от 5 до 12 экспериментальных точек [5], а получение уравнений осуществлялось методом «наименьших квадратов».

Формулы расчета теплофизических свойств основного, второго от контакта с газом, пористого ТБП слоя, в котором пористая керамика $ZrO_2-8\% Y_2O_3$ армирована металлическим сплавом NiCoCrAlY, рассмотрены в [11].

Влияние пленки воздуха, выдуваемого из отверстий перфорации, на уменьшение теплового потока от рабочего газа к лопатке на участках вблизи отверстий, учитывалось уменьшением коэффициентов теплоотдачи α_T из $Nu_{вд}$, по сравнению с ними на лопатке не перфорированной, рассчитанных по известным рекомендациям ЦИАМ из Nu_0 [12]. Поправка на уменьшение α_T из-за наличия пленки воздуха при его вдуве рассчитывалась по формуле

$$\varepsilon = \frac{Nu_{вд}}{Nu_0} = 1 - A \frac{Re_{вд}^m Q_v^n}{Re_T^k},$$

где значения A (учитывает расстояние от отверстия перфорации до элемента) и показателей m, n, k при известных числах подобия ($Re_{вд}$ – число Рейнольдса вдуваемого воздуха; Re_T – число Рейнольдса для газа и Q_v – комплекс, учитывающий отличие температуры вдуваемого воздуха от температуры газа) предварительно представлены в [2].

Подогрев воздуха в отверстиях перфорации, при прохождении его из внутренней полости лопатки на газовую поверхность, определялся по рекомендациям [2].

На рис. 16 представлено распределение температур по обводу профиля и эффективность охлаждения (рис. 17) в корневом сечении пера лопатки без перфорации и без ТЗП (рис. 3), линия 2 соответствует данной температуре.

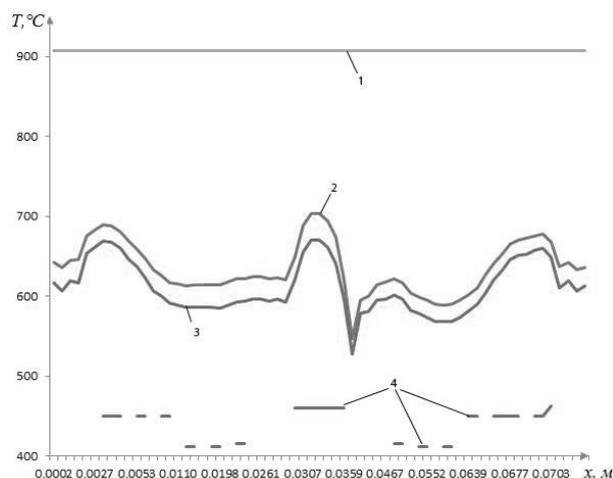


Рис. 16. Распределение температуры по обводу профиля в корневом сечении пера неперфорированной лопатки (18 слой): 1 – газ; 2 – без ТЗП и без перфорации; 3 – с ТЗП, без перфорации; 4 – воздух

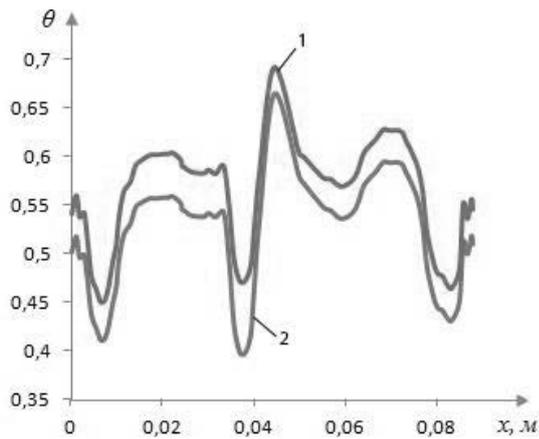


Рис. 17. Распределение эффективности охлаждения Θ по обводу профиля в корневом сечении пера неперфорированной лопатки (18 слой): 1 — с ТЗП, без перфорации; 2 — без ТЗП и без перфорации

На рис. 18 представлено распределение температур по обводу профиля в среднем сечении пера лопатки. Линия 2 соответствует температуре стенки без перфорации и без ТЗП (рис. 3). Линия 3 соответствует температуре стенки без перфорации, но с ТЗП. На рис. 19 представлено распределение эффективности охлаждения Θ по обводу профиля в среднем сечении пера лопатки, соответствующее температурам на рис. 18. Высокие значения Θ в лопатке с петлевой схемой движения охлаждающего воздуха даже без перфорации указывают на ее перспективность. Следует отметить пониженную температуру стенки лопатки на участке за отверстиями большого диаметра для эвакуации воздуха из полости во входной кромке на газовую поверхность спинки (повышенное значение Θ и повышенные напряжения растяжения).

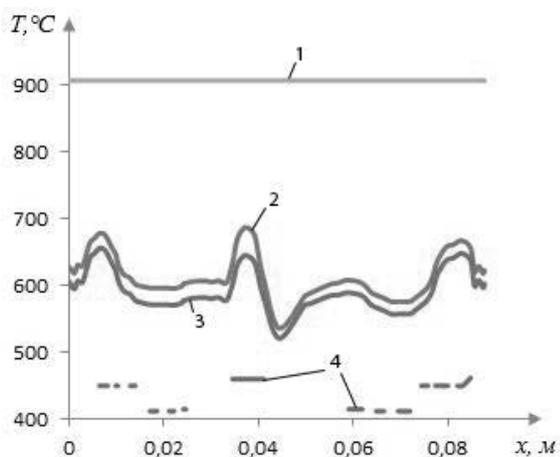


Рис. 18. Распределение температуры по обводу профиля в среднем сечении лопатки (12 слой): 1 — газ; 2 — без ТЗП и без перфорации; 3 — с ТЗП, без перфорации; 4 — воздух

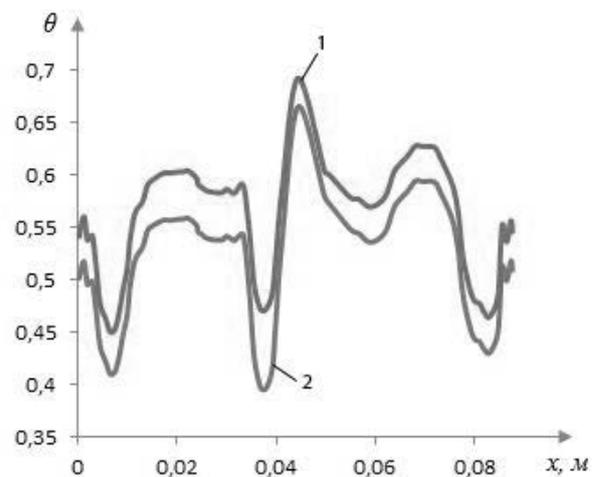


Рис. 19. Распределение эффективности охлаждения Θ по обводу профиля в среднем сечении пера лопатки (12 слой): 1 — с ТЗП, без перфорации; 2 — без ТЗП и без перфорации

На рис. 20 представлено распределение температур и на рис. 21 — эффективность охлаждения по обводу профиля в корневом сечении пера перфорированной лопатки ГТД с повышенной температурой газа и повышенным давлением охлаждающего воздуха (для проталкивания воздуха через отверстия перфорации). Линия 2 соответствует температуре стенки без ТЗП (вариант рис. 4).

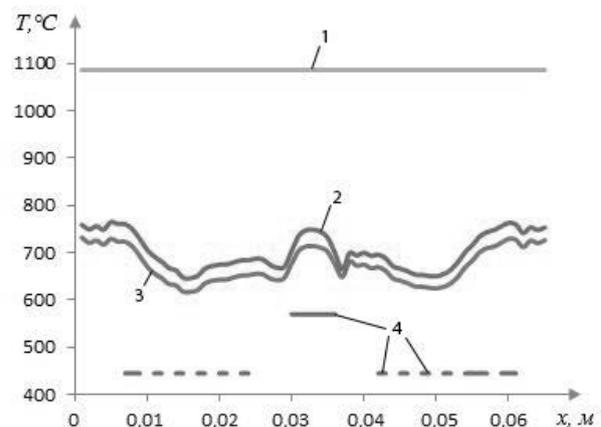


Рис. 20. Распределение температуры по обводу профиля в корневом сечении пера перфорированной лопатки (18 слой): 1 — газ; 2 — без ТЗП, с перфорацией; 3 — с ТЗП, с перфорацией; 4 — воздух

На рис. 22 представлена геометрия периферийной части пера лопатки с крышкой: *a* — это сечение по средней линии периферии пера лопатки (1 — это слой борта над крышкой; 2 — слой с самой крышкой; 3 — слой под крышкой; 4 — слой под крышкой для разворота охлаждающего воздуха

в петлевой схеме охлаждения турбинной лопатки; 5 – это следующий слой из 21-го разбиения пера лопатки по ее высоте, начиная с борта); *b* – вид сверху на торец лопатки с крышкой, в которой выполнены отверстия-пыльники *б*, обеспечивающие вентиляцию охлаждающего воздуха внутри борта над крышкой.

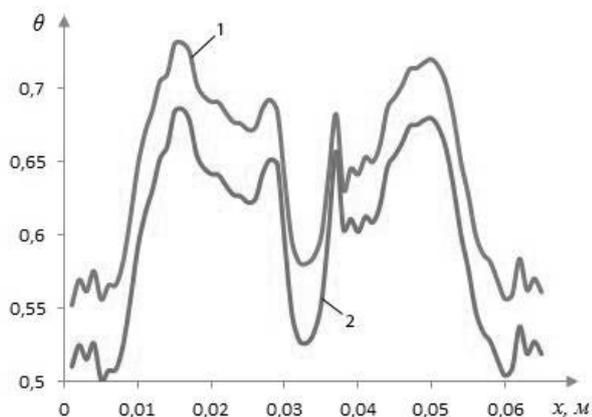


Рис. 21. Распределение эффективности охлаждения Θ по обводу профиля в корневом сечении пера перфорированной лопатки (18 слой): 1 – без ТЗП, с перфорацией; 2 – с ТЗП, с перфорацией

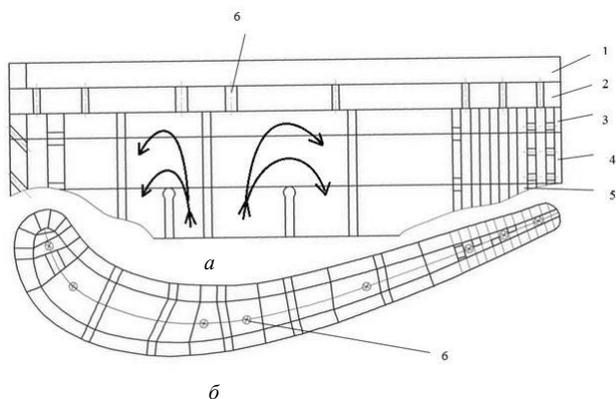


Рис. 22. Геометрия периферийной части пера лопатки с крышкой

На рис. 23 представлено распределение температур по обводу профиля во втором (с крышкой) сечении пера перфорированной лопатки (рис. 4 и рис. 5). Линия 1 соответствует температуре газа; линия 2 – температуре воздуха; 3 – температуре смеси газа и воздуха над крышкой (между бортами); 4 – температуре крышки лопатки без ТЗП; 5 – температуре крышки лопатки с ТЗП. На рис. 24 представлено распределение эффективности охлаждения Θ по обво-

ду профиля во втором сечении пера лопатки (с крышкой), соответствующее температурам на рис. 23.

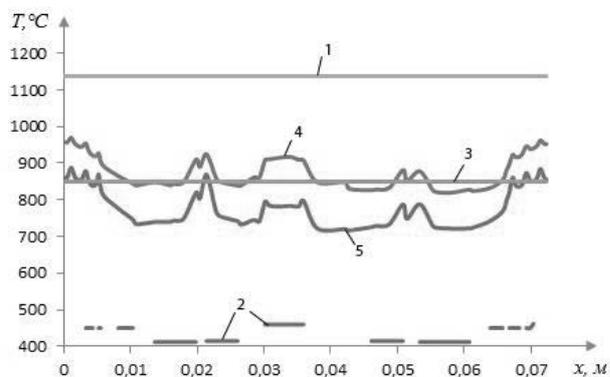


Рис. 23. Распределение температуры по обводу профиля во втором (с крышкой) сечении пера перфорированной лопатки

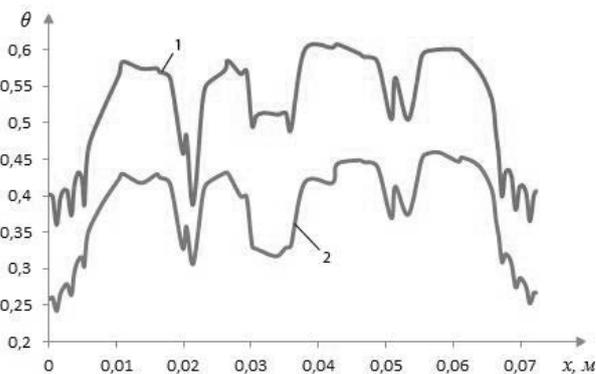


Рис. 24. Распределение эффективности охлаждения Θ по обводу профиля во втором (с крышкой) сечении пера перфорированной лопатки

На рис. 25 представлено распределение температур по обводу профиля во втором сечении пера лопатки (с крышкой), рассчитанное по схеме 2D (без учета растечек теплоты по высоте пера лопатки) – линия 1, и рассчитанное по схеме 3D (с учетом растечек теплоты по высоте пера лопатки) – линия 2. На рис. 26 представлено распределение эффективности охлаждения Θ по обводу профиля во втором сечении пера лопатки (с крышкой), рассчитанное по схеме 2D (без учета растечек теплоты по высоте пера лопатки) – линия 1, и рассчитанное по схеме 3D (с учетом растечек теплоты по высоте пера лопатки) – линия 2, соответствующее температурам (рис. 25).

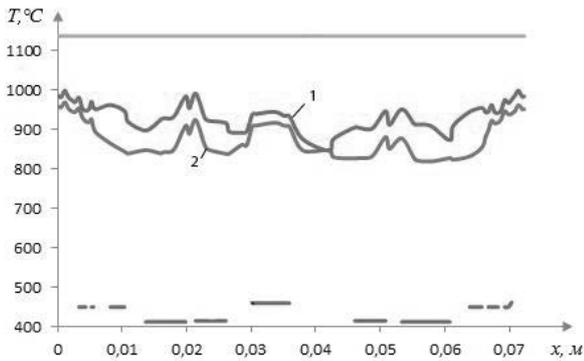


Рис. 25. Распределение температуры по обводу профиля во втором (с крышкой) сечении пера перфорированной лопатки, рассчитанное по схеме 2D и 3D

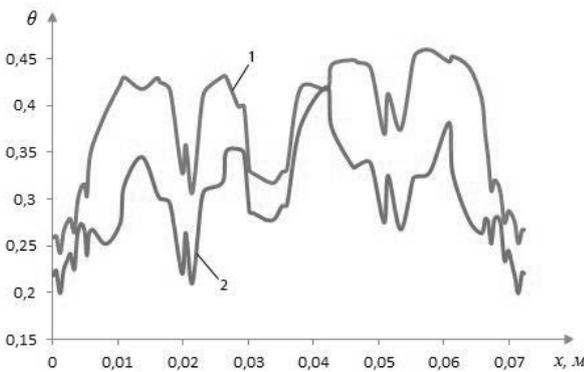


Рис. 26. Распределение эффективности охлаждения по обводу профиля во втором (с крышкой) сечении пера перфорированной лопатки, рассчитанное по схеме 2D и 3D

Особенно перегретым, как показывает расчет, оказывается борт над крышкой, который, в основном, охлаждается за счет теплоотвода в перо лопатки теплопроводностью. Поэтому расчет температурного состояния периферийной части лопатки (4–5 сечений) следует проводить по 3D схеме. Так на рис. 27 представлено сопоставление температур по обводу борта – линия 1 и крышки – линия 2. Из рис. 28 видно, как низка эффективность охлаждения Θ борта, особенно вблизи входной и выходной кромок (0,2). Представленные расчеты показали причину разрушения периферийной части пера рабочей лопатки (см. рис. 7) высокотемпературной газовой турбины.

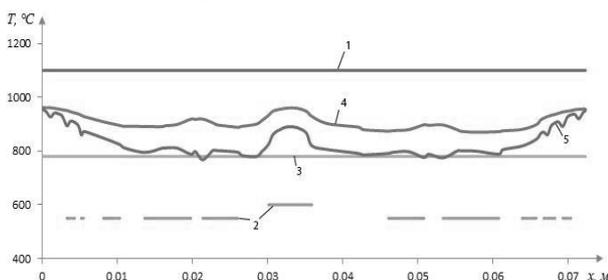


Рис. 27. Сопоставление температур по обводу борта и крышки

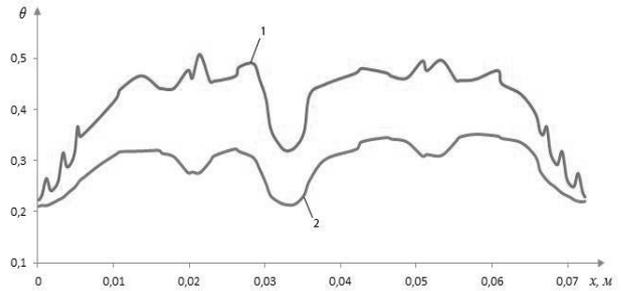


Рис. 28. Эффективность охлаждения Θ борта

Нормальные термические напряжения на элементарной площадке dF поперечного сечения пера лопатки определяются по формуле [13]:

$$\sigma = E \left(\frac{N}{\int_F E dF} + \frac{M_\xi \eta}{\int_F E \eta^2 dF} - \frac{M_\eta \xi}{\int_F E \xi^2 dF} + \left(\frac{\int_F E \alpha_T T dF}{\int_F E dF} + \eta \frac{\int_F E \eta \alpha_T T dF}{\int_F E \eta^2 dF} + \xi \frac{\int_F E \xi \alpha_T T dF}{\int_F E \xi^2 dF} - \alpha_T T \right) \right),$$

где α_T и E – коэффициент линейного расширения, и модуль упругости материала рассматриваемого элемента, являющиеся функцией его температуры T ; N – растягивающая нормальная сила; M_ξ и M_η – составляющие изгибающих моментов относительно главных центральных осей ξ и η сечения пера лопатки.

Распределение термических напряжений по обводу профиля в рассматриваемом корневом сечении пера неперфорированной лопатки (вариант рис. 3) представлено на рис. 29, где нижняя часть линии 2 (ниже оси) соответствует термическим напряжениям в поверхностном слое, контактирующим с газом (в основном сжатия), а верхняя часть линии 2 (выше оси) – термическим напряжениям в поверхностном слое, контактирующим с воздухом внутри лопатки (в основном растяжения). Точки 1 над верхней линией соответствуют термическим напряжениям в перегородках данного сечения (растяжения).

Распределение термических напряжений по обводу профиля в корневом сечении пера перфорированной лопатки без ТЗП (вариант рис. 4) представлено на рис. 30, где нижняя

линия 1 соответствует термическим напряжениям в поверхностном слое, контактирующим с газом (в основном сжатия), а линия 2 – термическим напряжениям в поверхностном слое, контактирующим с воздухом внутри лопатки (в основном растяжения). Точки 3 над верхней линией соответствуют термическим напряжениям в перегородках данного сечения (растяжения).

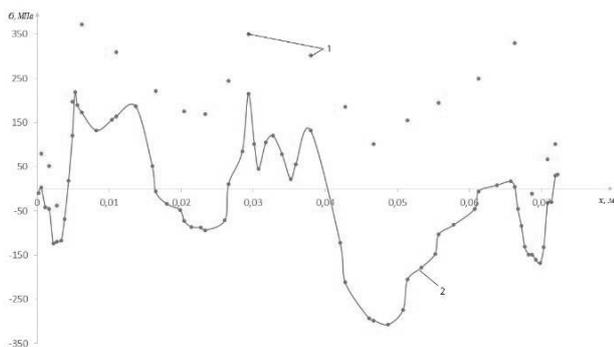


Рис. 29. Распределение термического напряжения по обводу профиля в корневом сечении пера неперфорированной лопатки без ТЗП

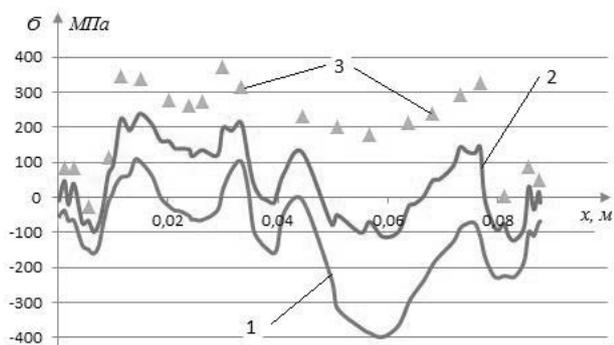


Рис. 30. Распределение термического напряжения по обводу профиля в корневом сечении пера перфорированной лопатки без ТЗП

В рассмотренной конструкции рабочей лопатки турбины с канальной петлевой системой воздушного охлаждения, на всех режимах работы турбины ГТД, растягивающие нагрузки несут, в основном, внутренние «холодные» радиальные перегородки и выступы.

Кроме напряжений из-за неизотермичности по обводу профиля лопатки и от центробежных сил, рабочая лопатка турбины нагружена динамическими напряжениями от высокочастотной вибрации ротора. Таким образом, на стационарном режиме работы ГТД, три фактора, действующие одновременно, определяют ресурс работы лопатки турбины.

Расчеты ресурса работы τ лопатки из турбинной стали ЖС32 на стационарном максимальном режиме работы турбины по параметру Ларсена–Миллера P [13] показали, что он достигает многих лет из-за низких уровней температур t и напряжений σ_{tt} в критическом элементе (внутренняя поверхность выходной кромки со стороны корытца).

Связь между критерием Ларсена–Миллера P , температурой элемента t , и временем допустимой работы τ часов (ресурсом) определяется формулой

$$P = (t + 273) \cdot (\lg \tau + 20),$$

из которой ресурс работы лопатки τ по выбранному элементу определится как

$$\tau = 10^{(P/(t+273)-20)}.$$

Зависимость критерия Ларсена–Миллера P от предела длительной прочности σ_{tt} , определяемого как произведение максимальных действующих напряжений $\sigma_{\max, \text{действ}}$ на запас прочности k ($\sigma_{t\xi}$), для турбинной стали ЖС32 [13] представлена на рис. 31.

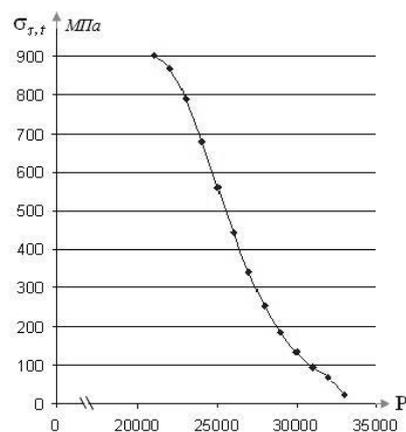


Рис. 31. Зависимость критерия Ларсена–Миллера P от предела длительной прочности σ_{tt} для турбинной стали ЖС32

Большую опасность для ресурса работы лопаток турбины представляют режимы перехода от одной температуры газа к другой (переход с режима на режим) из-за неоднородного теплового и напряженного состояния за цикл.

На рис. 32 представлено изменение температур на некоторых элементах корневого сечения пера лопатки при переходе работы

турбины с максимального режима на номинальный за 10 с (с шагом по времени 1 с) и возвращение от номинального к максимальному (рассмотрен шаг 1 с).

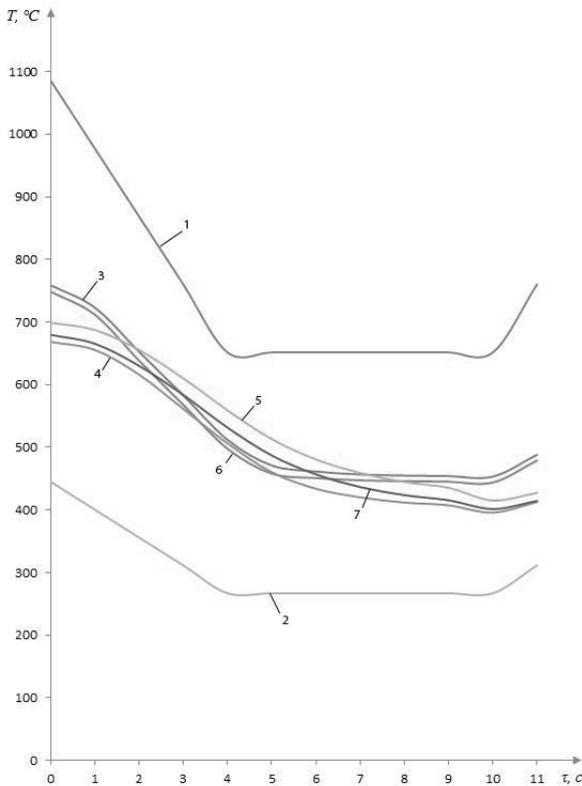


Рис. 32. Изменение температур на элементах корневого сечения пера лопатки при переходных режимах работы турбины

Допустимое число циклов N переходов (ресурс) определяется малоцикловой усталостью [14–16].

Значение N может быть определено из формулы [14]:

$$\ln N = b_0 + b_1 T_{\max} + b_2 2\sigma_a + b_3 G_T,$$

где T_{\max} – максимальная температура цикла элемента; $2\sigma_a$ – размах термических напряжений в элементе; G_T – градиент температуры у элемента.

Коэффициенты b_0, b_1, b_2, b_3 определяются экспериментально. Например, для хромоникелевого сплава ХН70ВМТЮФ (ЭИ826) [14]:

$$b_0 = 33,72; b_1 = -25,32 \cdot 10^{-3};$$

$$b_2 = -1,862 \cdot 10^{-3}; b_3 = 2,318 \cdot 10^{-2}.$$

Минимальным будет допустимое число циклов (переходов) от режима «малого газа» к взлетному режиму:

$$N_{\min} = \exp(b_0 + b_1 T_{\max} + b_2 2\sigma_a + b_3 G_T)_{\text{м.г.взлетн.}}$$

Для взлетного режима T_{\max} представлена в табл. 1, а градиент температуры G_T у элемента с T_{\max} также определяется из табл. 1 по температурам соседних элементов и расстояниям до их центров от центра рассматриваемого. Для определения размаха термических напряжений $2\sigma_a$ в элементе при переходе от максимального режима к номинальному режиму проводится расчет распределения температур в сечении пера лопатки для максимального режима (аналогично табл. 1) и распределения термических напряжений. Разность между термическими напряжениями в рассматриваемом элементе на одном и на другом режиме определит размаха термических напряжений.

Сопоставление экспериментальных данных исследования турбинных лопаток судового ГТД из хромоникелевого сплава ХН70ВМТЮФ (ЭИ826) при термоциклическом нагружении с данными теоретических расчетов приводится в [14]. Варианты режимов термоциклического нагружения и полученные предельные допустимые числа циклов N представлены в табл. 1.

Таблица 1

Режимы термоциклического нагружения и предельные допустимые числа циклов

T_{\max}	920	$\ln N$	8,277878	
$2\sigma_a$	531	N	3935,834	расчет
G_T	50		4000	эксперимент
T_{\max}	855	$\ln N$	9,924438	
$2\sigma_a$	431	N	20423,43	расчет
G_T	58		21360	эксперимент

В табл. 2 представлены результаты расчетов допустимых чисел циклов N для корневого сечения турбинной лопатки, изображенной на рис. 3 по температурному (рис. 16) и напряженному (рис. 29) состоянию элемента на выходной кромке лопатки из турбинной хромоникелевой стали ЖС32 при переходе от максимального режима работы ГТД на номинальный режим (рис. 32).

Таблица 2

**Результаты расчетов для выходной кромки
корневого сечения лопатки**

T_{\max}	599	-	$\ln N$	5,54	-
$2\sigma_a$	255	-	N	172265	переходов
G_T	280	-	-	-	-

Расчет допустимого числа N_{\min} циклов (переходов) от максимального режима к номинальному режиму теоретически требует экспериментальных данных о коэффициентах b_0, b_1, b_2, b_3 для материала, из которого изготовлена турбинная лопатка. Табл. 2 является оценочной, так как условно принято, что коэффициенты b_0, b_1, b_2, b_3 для хромоникелевого сплава ХН70ВМТЮФ и для хромоникелевого сплава ЖС32 идентичны. Это допущение идентичности рассмотренных коэффициентов очень условно, так как хромоникелевый сплав ХН70ВМТЮФ (ЭИ826) относится к деформируемым сплавам, а хромоникелевый сплав ЖС32 относится к сплавам литейным. Механические характеристики этих сплавов, для сопоставления, приведены в табл. 3, из которой видно существенное превосходство (более чем в 2 раза) сплава ЖС32 над сплавом ХН70ВМТЮФ (ЭИ826). Неидентичность механических характеристик этих сплавов очевидна, но данных о коэффициентах b_0, b_1, b_2, b_3 для сплава ЖС32 пока нет.

Таблица 3

Механические характеристики сплавов

Материал	$T, ^\circ\text{C}$	σ_b	σ_{100}	σ_{1000}	σ_{10000}	$\delta, \%$	$\psi, \%$
ЭИ826	900	540	180	120	90	-	-
ЖС32	900	942	480	329	207	18,5	23

Расчеты напряжений и ресурса работы рассмотренной конструкции рабочей лопатки с учетом вибраций по [15, 16] подтверждают перспективность петлевой схемы охлаждения. Уровень переменных вибрационных напряжений $\sigma_v=80$ МПа соответствовал статистическим максимальным переменным напряжениям, замеренным на лопатках при работе двигателя.

Следует отметить низкий уровень температуры рабочего газа перед турбиной, выбранного из данных реального наземного ГТД (не перфорированная лопатка

см. рис. 3). Для авиационных ВРД (перфорированная лопатка см. рис. 5) уровень температуры рабочего газа перед турбиной существенно выше. Поэтому опасность как максимальных, так и неплавных переходов по режимам работы турбины ВРД [8], на которых, в основном, они и работают, для сокращения ресурса работы из-за перегрева лопаток и высоких термических напряжений в их элементах реально существует. Необходима непрерывная регистрация режимов работы турбины ВРД в полете с расчетами температур и суммарных напряжений в ее лопатках бортовыми компьютерами с оценкой расхода ресурса работы лопаток ротора турбины во времени с суммированием расходов ресурса по полетам. Представленные расчетные исследования указывают на необходимость непрерывной регистрации температурного состояния лопаток турбины ВРД в полете пирометрами, сопоставляя показания пирометра с расчетными данными. Отклонение показаний пирометра от расчетных температур будут сигнализировать о необходимости принятия мер по контролю состояния лопаток турбины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Следует особое внимание обратить на расчеты температурного и напряженного состояния периферийной части турбинной лопатки ротора, которая охлаждается в основном теплоотводом теплопроводностью в сторону средней части пера лопатки. Эту периферийную часть следует рассчитывать по 3D схеме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Трушин В. А.** Охлаждаемая лопатка турбомшины петлевой схемы охлаждения. Патент № 2476681. Опубл. 27. 02. 2013. Б. И. № 6. [V. A. Trushin, "Cooled turbine blade loop cooling circuit", Patent № 2476681, 2013.]
2. **Трушин В. А.** Пленочное охлаждение турбинных лопаток. Уфимск. авиац. ин-т, Уфа, 1988. 78 с. [V. A. Trushin, *Film cooling of turbine blades*, (in Russian). Ufa: Ufimsk. Aviat. In-t, 1988.]
3. **Трушин В. А., Трушин О. В.** Термобарьерное покрытие турбинной лопатки турбины на переходных режимах работы ГТД // Изв. вузов. Авиационная техника. 2006. № 4. С. 50–52. [V. A. Trushin, O. V. Trushin, "Thermal barrier coating of turbine blades of the turbine transient modes of operation of the GTE", (in Russian), in *Izv. Vuzov. Aviacionnaya tekhnika*, no.4, pp. 50-52, 2006.]

4. **Давыдов М. Н., Гишваров А. С., Рахимов А. Х.** Моделирование долговечности лопаток турбин в условиях коррозионно-активной среды // Вестник УГАТУ. 2016. Т. 20, №1 (71). С. 71–80. [M. N. Davydov, A. S. Gilarov, A. H. Rakhimov, "Simulation of turbine blade durability in a corrosive environment", (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 20, no. 1 (71), pp. 71-80, 2016.]

5. **Кузнецов В. П., Лесников В. П., Конакова И. П.** Структура и свойства жаропрочного никелевого сплава ЖС32-ВИ: справочник. Екатеринбург: Изд-во «Квист», 2010. 84 с. [V. P. Kuznetsov, V. P. Lesnikov, I. P. Konakova, *Structure and properties of heat-resistant nickel alloy ZHS32-VI*, (in Russian). Yekaterinburg: Izd-vo "Kvist", 2010.]

6. **Чекалин В. В.** Разностный метод расчета нестационарного нагрева конструкций // Методы расчетов температурных полей и теплоизоляции летательных аппаратов / под ред. И. И. Дракина. М.: Машиностроение, 1966. С. 77–101. [V. V. Chekalin, "Difference method of calculation of non-stationary heating of structures", (in Russian), in *Metody raschetov temperaturnykh polej i teploizolyacii letatel'nykh apparatov*, Moscow: Mashinostroenie, 1966.]

7. **Crank J., Nikolson P. A** practical method for numerical evaluation of solutions of partial differential equations of heat-conduction type // Proc. of the Cambridge Philosophical Society. 1947. Vol. 43. P. 50–67.

8. **Концепция** мониторинга термонапряженного состояния и ресурса лопаток турбин авиационных ГТД / Г. Г. Куликов и др. // Изв. вузов. Авиационная техника. 2016. № 1. С. 71–76. [G. G. Kulikov, et. al., "Concept of monitoring of thermal stress state and resource of turbine blades of aviation gas turbine engines", (in Russian), in *Izv. Vuzov. Aviacionnaya tehnika*, no. 1, pp. 71-76, 2016.]

9. **Ваничев А. П.** Приближенный метод решения задач теплопроводности при переменных константах // Изв. АН СССР, Отд-ние техн. наук. 1946. № 12. С. 1767–1774. [A. P. Vanichev, "Approximate method for solving heat conduction problems at variable constants", (in Russian), in *Izv. ANSSSR, Otd-nie tech. nauk*, no. 12, pp. 1767-1774, 1946.]

10. **Шелудяк Ю. Е., Кашпоров Л. Я. и др.** Теплофизические свойства компонентов горючих систем. М. 1992. 184 с. [Yu. E. Sheludyak, L. I. Kashporov, et. al., *Thermal properties of the combustible components of the systems*, (in Russian). Moscow, 1992.]

11. **Трушин В. А.** Теплопроводность многослойных металлокерамических покрытий деталей ГТД // Вестник УГАТУ, № 3 (1), 2001. С. 174–180. [V. A. Trushin, "Thermal conductivity of multilayer metal-ceramic coatings of GTE parts", (in Russian), in *Vestnik UGATU*, no. 3 (1), pp. 174-180, 2001.]

12. **Почуев В. П., Щербakov В. Ф.** Исследование локального теплообмена поверхности решеток турбинных лопаток // Теплоэнергетика. 1978. № 10. С. 37–41. [V. P. ochuev, V. F. Shcherbakov, "Investigation of local heat transfer of the surface of turbine blade gratings", (in Russian), in *Teploenergetika*, no. 10, pp. 37-41, 1978.]

13. **Термопрочность** деталей машин // под ред. И. А. Биргера и Б. Ф. Шорра. М.: Машиностроение. 1975. 455 с. [*Thermal resistance of machine parts*. Moscow: Mashinostroenie, 1975.]

14. **Термическая усталость** материалов в условиях неоднородного термонапряженного состояния / Г. Н. Третьяченко и др. Киев: Наукова думка, 1985. 280 с. [G. N. Gretyachenko, et. al., *Thermal fatigue of materials un-*

der conditions of inhomogeneous thermal stressed state, (in Russian). Kiev: Naukova dumka, 1985.]

15. **Котельников М. Е., Соляников В. А., Святышев К. Г.** Оценка запаса прочности лопаток турбины при действии термоциклических и вибрационных нагрузок // Проблемы прочности. 1990. № 8. С. 97–100. [M. E. Kotelnikov, V. A. Solonnikov, K. G. Svetashev, "The assessment of the strength of the turbine blades under the action of cyclic thermal and vibration loads", (in Russian), in *Problemy prochnosti*, no. 8, pp. 97-100, 1990.]

16. **Еленевский Д. С., Соляников В. А.** Предельные состояния и ресурс лопаток турбин при многофакторном неизотермическом нагружении // Проблемы прочности. 1999. № 7. С. 325–328. [D. S. Elenevskii, V. A. Solonnikov, "Limiting States and service life of turbine blades under multifactorial non-isothermal loading", (in Russian), in *Problemy prochnosti*, no. 7, pp. 325-328, 1999.]

ОБ АВТОРАХ

ТРУШИН Владимир Алексеевич, проф. каф. авиационной теплотехники и теплоэнергетики. Дипл. инж.-мех. по авиационным двигателям (УАИ, 1960). Д-р техн. наук (УАИ, 1985). Иссл. в обл. моделирования и расчета турбин.

КАРИМОВ Руслан Альтафович, ст. преп. каф. АТиТ. Дипл. инженер-теплоэнергетик (УГАТУ, 2005). Иссл. в обл. моделирования и расчета турбин.

БАКИРОВ Федор Гайфуллович, проф. каф. авиационной теплотехники и теплоэнергетики. Дипл. инж.-мех. По авиационным двигателям (УАИ, 1969). Д-р техн. наук (УАИ, 1995). Иссл. в обл. развития теории рабочих процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей и энергоустановок.

АГЕЕВ Георгий Константинович, доц. каф. авиационных двигателей. Дипл. инж. по авиационным двигателям (УГАТУ, 2007), канд. техн. наук. (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. моделирования параметров агрегатов ГТД и энергоустановок летательных аппаратов по наработке.

METADATA

Title: Effect of perforation and heat-protective coatings on the efficiency cooling turbine blade.

Authors: V. A. Trushin¹, R. A. Karimov², F. G. Bakirov³, G. K. Ageev⁴

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹trushinf@ufanet.ru, ²karimov.ra@bk.ru, ³fgbakirov@bk.ru, ⁴ageevgeo@mail.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 23, no. 1 (83), pp. 82-96, 2019. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The results of calculations and analysis of the effect of perforation of the turbine blade wall and air film from the holes, as well as heat-shielding coatings on the temperature and stress state of the turbine blade of the loop cooling circuit are presented. The results of calculations of the temperature along the height of the blade by 2D and 3D models are compared.

Key words: turbine blade; temperature; intension; cooling efficiency; perforation; air film; heat shield.

About authors:

TRUSHIN, Vladimir Alekseevich, prof. of aviation heat and power engineering department. Dipl. Ing. of aviation engines (UAI, 1960). Dr. of Tech. Sci. (UAI, 1985). Scientific interests: modeling and calculation of turbines.

KARIMOV, Ruslan Altafovich, st. teacher of aviation heat and power engineering department. Dipl. Ing. of thermal power (USATU, 2005). Scientific interests: modeling and calculation of turbines.

BAKIROV, Fedor Gayfullovich, prof. of aviation heat and power engineering department. Dipl. Ing. of aviation engines (UAI, 1969). Dr. of Tech. Sci. (UAI, 1995). Research in the development of the theory of working processes in the combustion chambers of gas turbine engines and power plants.

AGEEV, George Konstantinovich, assist. prof. of aircraft engines. Dipl. Ing. of aviation engines (USATU, 2007). Candidate of Tech. Sci. (USATU, 2012). Research in the field of modeling the parameters of gas turbine engines and power plants of aircraft.