


УДК 621.452.322: 666.64: 539.4: 536.2

Проектирование замкового соединения керамической лопатки и металлического диска газовой турбины

С.В. Резник¹, Д.В. Сапронов²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.² МГТУ им. Н.Э. Баумана; ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2.

Designing interlocking joints between ceramic blades and a gas turbine metal disc

S. V. Reznik¹, D. V. Sapronov²¹ Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.² Bauman Moscow State Technical University; Central Institute of Aviation Motors n. a. P.I. Baranov, Aviamotornaya str., 2, 111116, Moscow, Russian Federation. e-mail: sapronov.dmitry@gmail.com

i Разработка перспективных конструкций газовых турбин с использованием керамических лопаток — актуальная задача, над которой работают многие двигателестроительные фирмы в России и за рубежом. Как показала практика, одной из главных проблем при создании ротора с работающими на растяжение под действием центробежных сил керамическими лопатками является обеспечение прочности замкового соединения. Рассмотрены два варианта модификации конструкции замкового соединения типа «ласточкин хвост» в высоконагруженной газовой турбине. Предложен способ оценки прочностной надежности подобных конструкций. Проведено исследование контактной области металлической и керамической деталей. Показано, что при уменьшении разброса свойств керамического материала обеспечивается статическая прочность конструкции. В качестве материала лопаток использовался горячепрессованный нитрид кремния ОТМ-914.

Ключевые слова: газовая турбина, керамическая лопатка, горячепрессованный нитрид кремния ОТМ-914.

i Developing advanced gas turbines using ceramic blades is an urgent problem for many engine manufactures in Russia and abroad. One of the main problems when creating a rotor with ceramic blades loaded by tensile centrifugal forces is to ensure the interlock strength. Two modifications of interlocking dovetails to be used in heavy-duty gas turbines are considered. A method for evaluating the strength reliability of such structures is proposed. The contact areas of metal and ceramic parts are investigated. It is shown that the static strength of the structure is provided by reducing the variations of the properties of the ceramic material. The blades were made of hot-pressed silicon nitride.

Keywords: gas turbine, ceramic blade, hot-pressed silicon nitride ОТМ-914.

В современных конструкциях турбин наиболее распространено соединение лопаток и диска типа «елочка». Данный тип соединения позволяет разместить необходимое число лопаток в диске и обеспечить равномерное распределение напряжений [1]. Авторами данной статьи проанализирована статическая прочность замкового

соединения типа «елочка» рабочего колеса ступени турбины низкого давления с лопатками из высокопрочного нитридного горячепрессованного материала и обоснована необходимость оптимизации конструкции в целях повышения прочности и исследования контактной задачи металлической и керамической деталей.

Для повышения прочности керамических лопаток целесообразно использовать конструктивные решения, позволяющие минимизировать растягивающие напряжения в концентраторах. Разработкой керамических лопаток занимались многие фирмы, в том числе ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», ОАО «НПО «Сатурн», ОНПП «Технология», Solar Turbines, Pratt&Whitney, Garret Turbine Engine Co и др. [2, 3]. Рассматривались различные варианты шарнирных замков и замков типа «ласточкин хвост». Было установлено, что керамические материалы могут использоваться в лопатках при уровне растягивающих напряжений не более 250 МПа [4]. Исследования показали целесообразность применения замка типа «ласточкин хвост». Лопатки из нитрида кремния AS-800 фирмы Solar Turbines успешно прошли испытания при статическом нагружении. Уровень растягивающих напряжений в этих лопатках не превышал 214 МПа. При двух испытаниях на длительную прочность на стационарной газотурбинной установке лопатки разрушились после 948 и 352 ч соответственно.

Цель работы — создание конструкции узла замкового соединения высоконагруженной турбины металлического диска с керамическими лопатками, позволяющей обеспечить в керамических лопатках уровень растягивающих напряжений не более 250 МПа; оценка прочностной надежности и исследование статической прочности в зоне контакта металлической и керамической деталей.

В программном комплексе Ansys Multiphysics выполнялось численное моделирование напряженно-деформированного состояния конструкций. Оптимизация конструкций проводилась посредством модуля Ansys Design Opt, а вероятностная оценка прочности конструкции — в модуле Ansys Probabilistic Design с учетом разброса геометрических параметров и свойств материала. Программный код был написан на языке APDL. При определении вероятности разрушения предложено использовать энергетический критерий разрушения материала.

Постановка задачи. Объектом исследования являлось охлаждаемое рабочее колесо (РК) турбины высокого давления авиационного двигателя с периферийным диаметром рабочего колеса турбины на выходе 680 мм. Частота вращения 13 637 об/мин соответствовала наиболее тяжелому режиму работы двигателя. В качестве материала лопаток рассматривался горячепрессованный нитрид кремния с плотностью 3 450 кг/м³. Свой-

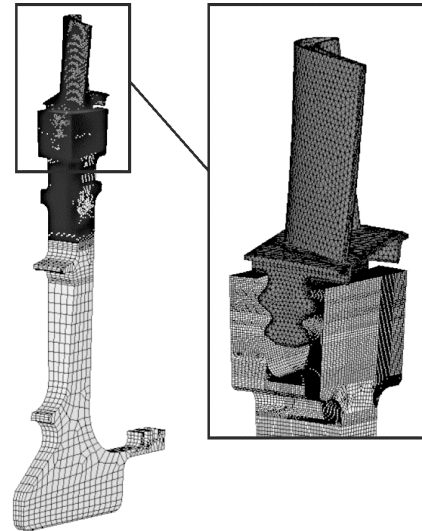


Рис. 1. Трехмерная конечно-элементная модель РК турбины

ства материалов были предоставлены ОНПП «Технология» и ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». В расчетах принималось, что среднее значение предела прочности на растяжение материала ОТМ-914 в диапазоне температур 10...1 000 °С снижается от 340 до 266 МПа, а модуль упругости — от 322 до 261 ГПа.

В качестве конечно-элементной модели РК турбины (рис. 1) рассматривался сектор РК под одну лопатку. Для работы была создана упрощенная двумерная модель, представляющая собой профильное сечение замка (рис. 2). В модели использовались элементы, моделирующие плосконапряженное состояние. Задавались толщины полки лопатки 38,5 мм (см. рис. 2, светло-серый фон) и основной части замка 30 мм (см. рис. 2, темно-серый фон). На первом этапе расчеты в целях упрощения проводились при комнатной температуре. Узлы, принадлежащие боковым частям диска, ограничивались по окружному направлению. В нижней части диска задавались перемещения в радиальном направлении $U_r = 0,4$ мм, полученные из трехмерного расчета. Перо лопатки заменялось распределенной по узлам силой.

Сила от пера для никелевой лопатки рассчитывалась по формуле

$$F_{п1} = \rho_{лNi} V_{п} R_{ЦТп} \omega^2 = 28\,156 \text{ Н}, \quad (1)$$

а для керамической лопатки — по формуле

$$F_{п2} = \rho_{лSi_3N_4} V_{п} R_{ЦТп} \omega^2 = 11\,339 \text{ Н}, \quad (2)$$

где $\rho_{л}$ — плотность лопатки, кг/м³; $V_{п}$ — объем пера лопатки, м³; $R_{ЦТп}$ — радиус центра тяжести (ЦТ) пера лопатки, м; ω — частота вращения, об/мин.

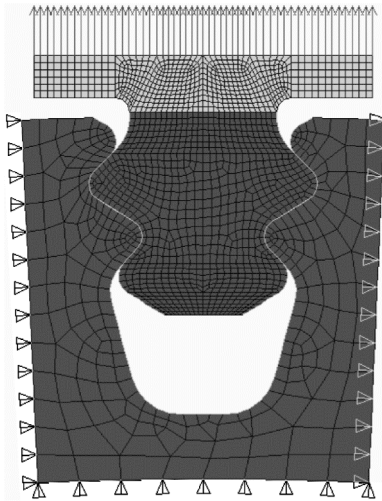


Рис. 2. Двумерная конечно-элементная модель РК турбины

При сравнении результатов эквивалентных напряжений по Мизесу в радиусе перехода контактных граней выступа верхнего зуба диска в двумерной и трехмерной моделях разница составила 5,9 %. Это обусловлено неточностью учета действия вытяжки полотна и ступицы диска, а также наличием угла установки турбины.

Эквивалентные напряжения в конструкции с металлическими лопатками показаны на рис. 3. Первые главные напряжения в конструкции с керамическими лопатками приведены на рис. 4.

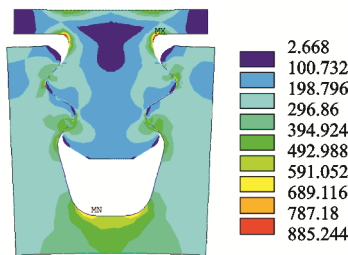


Рис. 3. Эквивалентные напряжения по Мизесу в модели металлический диск/металлическая лопатка, МПа

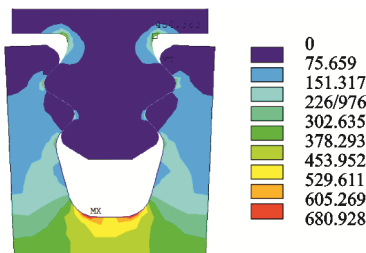


Рис. 4. Первые главные напряжения в модели металлический диск/керамическая лопатка, МПа

Расчетные запасы статической прочности $n_{м.д}$ диска и $n_{м.л}$ лопатки в замке типа «елочка»

Модель	$n_{м.д}$	$n_{м.л}$
Металлический диск/металлическая лопатка	1,68	1,20
Металлический диск/керамическая лопатка	1,77	< 1

Анализ результатов моделирования показывает недостаточность прочности конструкции металлический диск/керамическая лопатка. В связи с этим в данной работе были предложены два варианта модификации замкового соединения типа «ласточкин хвост».

Проектирование замкового соединения металлический диск/керамическая лопатка.

Конструкция № 1 представляла собой модифицированный вариант конструкции замка типа «ласточкин хвост» с плавным радиусом перехода с семью варьируемыми геометрическими параметрами: $R, Y_1, Y_2, R_1, R_2, R_T, \Delta$ (рис. 5, а). Вариант конструкции представлял собой модифицированный вариант замка типа «ласточкин хвост» с удлиненной ножкой с восемью варьируемыми геометрическими параметрами: $R, Y_1, Y_2, R_1, R_2, H, R_T, \Delta$ (рис. 5, б).

Оптимизация конструкций проводилась в комплексе Ansys Design Opt. В качестве независимых переменных принимались геометрические параметры моделей $R, Y_1, Y_2, R_1, R_2, H, R_T, \Delta$, приведенные выше. Параметром, ограничивающим область определения, являлось предельное значение эквивалентного напряжения в диске $\sigma_{э.кв.д} = 750$ МПа, а зависимым параметром, подлежащим минимизации, — максимальное значение первого главного напряжения в хвостовике керамической лопатки $\sigma_{1max хв}$, МПа. В качестве метода оптимизации использовался встроенный в Ansys метод Gradient Evaluation Tool.

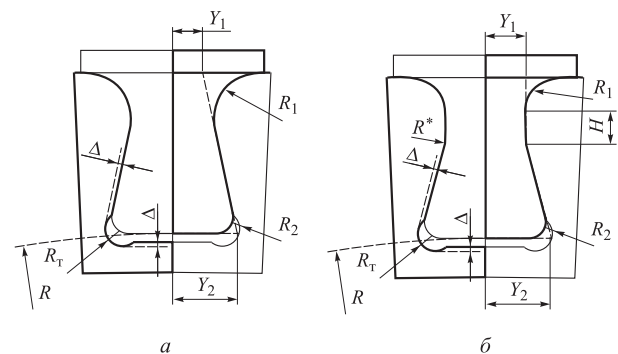


Рис. 5. Конструкция: а — № 1 с плавным радиусом перехода; б — № 2 с удлиненной ножкой лопатки

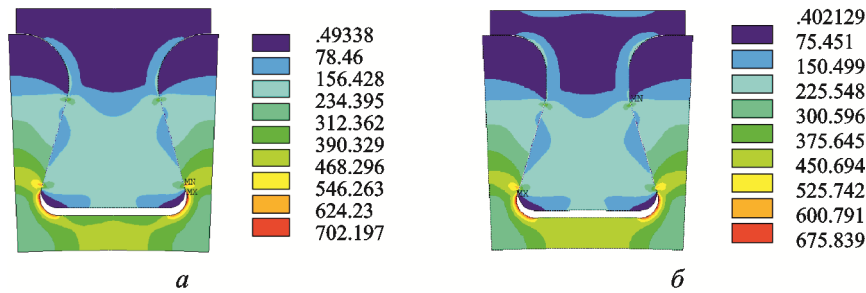


Рис. 6. Эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа, после оптимизации:
 а — в конструкции № 1; б — в конструкции № 2

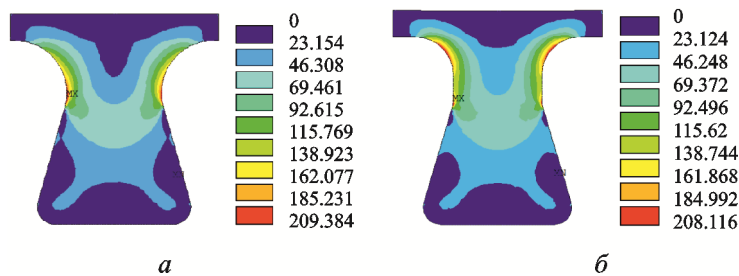


Рис. 7. Первые главные напряжения, МПа, в хвостовике после оптимизации:
 а — конструкция № 1; б — конструкция № 2

Распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в диске и первых главных напряжений в лопатке после оптимизации для конструкции № 1 представлены на рис. 6, а и 7, а.

Распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в диске и первых главных напряжений в лопатке после оптимизации для конструкции № 2 представлены на рис. 6, б и 7, б.

В хвостовиках обеих конструкций уровень растягивающих напряжений не превышал 250 МПа, а запасы местной статической прочности в наиболее опасных зонах — более 1,2.

Местные запасы прочности диска и лопатки в оптимизированном замке типа «ласточкин хвост»

Модель	$n_{м.д}$	$n_{м.л}$
Конструкция № 1	1,65	1,62
Конструкция № 2	1,71	1,63

Напряжения в диске конструкции № 2 меньше на 4 % (см. рис. 6, б), а в хвостовике — меньше на 0,6% (см. рис. 7, б). Поэтому более предпочтительным является конструкция № 2.

Был проведен расчет конструкции № 2 с учетом температуры в РК газовой турбины. Вопросы теплообмена и охлаждения в данной работе не рассматривались, тепловое поле принималось как в исходной конструкции. Распределение температур в РК показано на рис. 8, а, а в замковом соединении конструкции № 2 с минимальными растягивающими напряжения-

ми — на рис. 8, б. Перемещения нижней части нагретого диска в радиальном направлении $U_r = 2,2$ мм были получены из трехмерного расчета. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в диске и первых главных напряжений в лопатке конструкции № 2 с минимальными растягивающими напряжениями представлены на рис. 9.

В хвостовике нагретой конструкции уровень растягивающих напряжений не превышает значения 250 МПа, а запасы местной статической прочности в наиболее опасных зонах — более 1,2. Местные запасы прочности в оптимизированном замке типа «ласточкин хвост» с учетом нагрева в конструкции составили $n_{м.д} = 1,43$, $n_{м.л} = 1,25$.

Термонапряжения в диске составили 9,6 %, а в хвостовике всего 2,5 %. Запас статической прочности в наиболее опасной зоне хвостовика снизился до 1,25 из-за влияния термонапряжений, а также ухудшения свойств материала. Следует отметить, что в настоящее время информация по свойствам материала ОТМ-914 при различных температурах весьма ограничена. Поэтому при оценке прочностной надежности конструкции с использованием керамических материалов необходимо развивать вероятностные подходы. Далее предложен способ оценки прочности полученной конструкции с учетом разброса свойств материалов и отклонений геометрических размеров от номинальных.

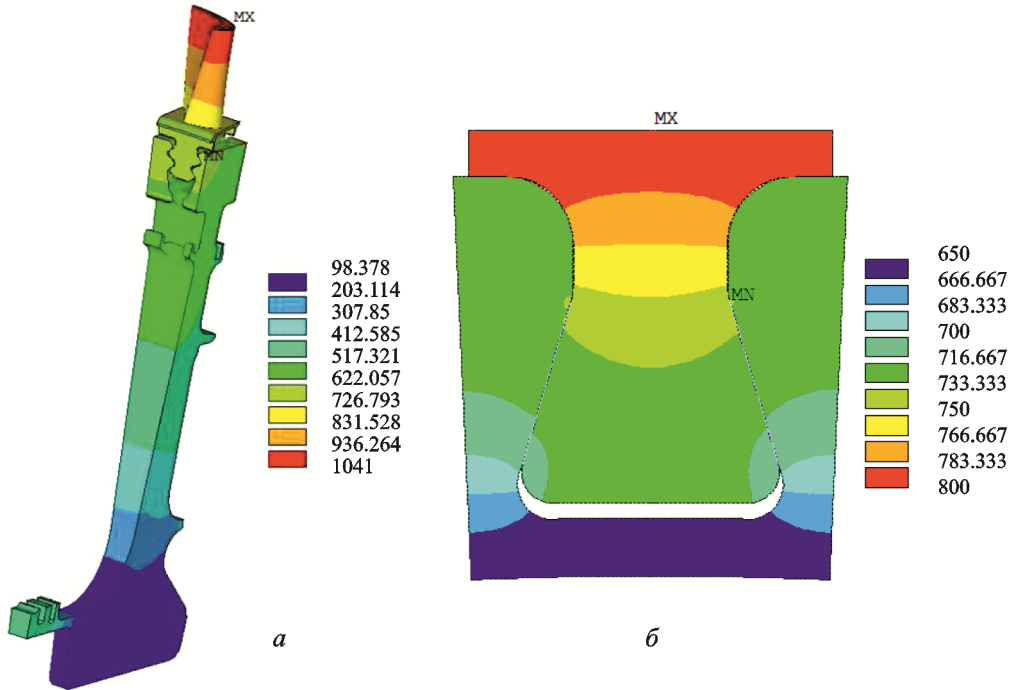


Рис. 8. Температурное поле, °С:
 а — РК газовой турбины; б — в конструкции № 2

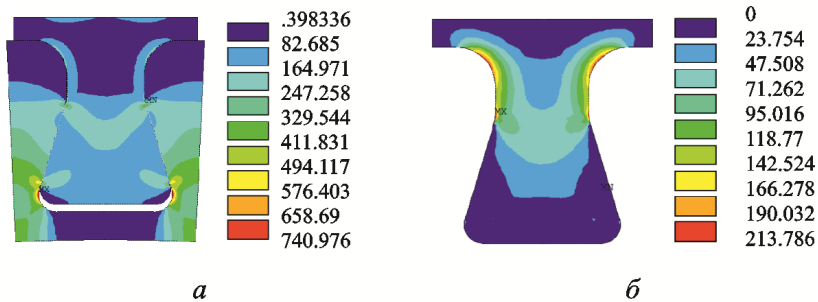


Рис. 9. Напряжения в конструкции № 2 при нагреве, МПа:
 а — эквивалентные по Мизесу; б — первые главные в хвостовике

Разработка метода вероятностной оценки прочностной надежности спроектированного замкового соединения. В настоящее время оценка прочностной надежности проводится по допускаемому уровню напряжений, по значению запасов прочности и вероятности разрушения [5]. Недостатком первых двух при оценке прочности деталей из керамических материалов, имеющих большой разброс механических свойств, является детерминированный характер условий прочности.

Зная законы распределения действующей и предельной нагрузок, можно вычислить вероятность безотказной работы детали. На практике прочность детали зависит от ее геометрических размеров и характеристик материала, которые сами являются случайными величинами

с заданными законами распределения. Аналитически вычислить вероятность разрушения крайне сложно, поэтому в данной работе применялся комплекс Ansys Probabilistic Design, использующий численный метод вероятностного моделирования Монте-Карло [6].

В качестве предельного параметра в данной работе принималась удельная потенциальная энергия разрушения материала и полагалось, что она является константой при различных температурах для одного материала [7]. Запас статической прочности по энергетическому критерию определялся отношением удельной потенциальной энергии W_p разрушения к удельной потенциальной энергии W в наиболее опасной зоне:

$$n_s = W_p / W. \tag{3}$$

Полная удельная потенциальная энергия разрушения характеризуется суммой [8]

$$W_p = W_d + W_t + W_c, \quad (4)$$

где W_d — удельная энергия деформирования; W_t — накопленная внутренняя энергия, обусловленная удельной теплоемкостью материала; W_c — удельная энергия структурных преобразований кристаллической решетки. В данной работе учитывалась только удельная энергия деформирования ввиду относительной малости двух других.

Исходными данными для анализа являлись результаты испытаний керамических образцов на растяжение, полученные во ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» и ОНПП «Технология». Испытания были проведены при температурах 10, 1 000, 1 200 и 1 400 °С. Полагая, что зависимость напряжений от деформаций имеет линейный характер, удельная потенциальная энергия разрушения определялась по формуле

$$W_{pi} = \frac{1}{2} \sigma_{випи} \epsilon_{випи} = \frac{\sigma_{випи}^2}{2E_i}. \quad (5)$$

Здесь $\sigma_{випи}$ — предел прочности в i -м испытании при одноосном растяжении, МПа; E_i — модуль упругости в i -м испытании, МПа.

Среднее значение удельной потенциальной энергии разрушения $W_{p,ср}$ составило 0,219 МПа, а среднеквадратическое отклонение — $\sigma_W = 0,137$ МПа.

При расчете учитывались завышенные отклонения геометрических размеров $\sigma_{L,ном}$ конструкции № 2 от номинальных значений $L_{ном}$ в пределах 5 %, чтобы оценить влияние этих параметров на прочность.

Разброс геометрических параметров при вероятностном анализе

Параметр	$L_{ном}$, мм	$\sigma_{L,ном}$, мм
R	270	2
Y_1	5,1	0,25
Y_2	9,2	0,4
R_1	4,4	0,2
R_2	2	0,1
H	7,7	0,4
R_t	2,3	0,1
Δ	0,05	0,002

Удельная потенциальная энергия в наиболее опасной зоне рассчитывалась по формуле

$$W = \int_0^\epsilon \sigma_{ij} d\epsilon_{ij}, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (6)$$

где σ_{ij} и ϵ_{ij} — компоненты тензоров напряжений и деформаций.

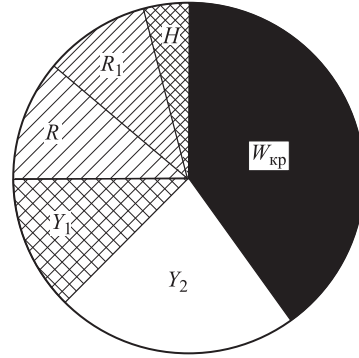


Рис. 10. Степень влияния параметров на запас прочности n_3

Код программы был написан на языке Ansys APDL [9]. Сначала проводился расчет напряженно-деформированного состояния оптимальной конструкции, затем вычислялась удельная потенциальная энергия разрушения, задавался разброс геометрических параметров и свойств керамического материала, а также параметры метода вероятностного моделирования. Вероятность разрушения керамической детали соответствовала событию $n_3 < 1$.

Степень влияния параметров спроектированной конструкции на запас прочности показана на рис. 10. Вероятность разрушения хвостовика лопатки составила 0,49, что недопустимо для конструкции. Такой результат обусловлен крайне большим разбросом свойств керамического материала (предел прочности варьируется от 114 до 480 МПа). Также сильное влияние на прочность оказывали горизонтальные размеры Y_1 и Y_2 (см. рис. 9).

Таким образом, в конструкции при изготовлении должны минимизироваться отклонения горизонтальных размеров Y_1 и Y_2 , а также необходима качественная отбраковка материалов с низкими прочностными свойствами.

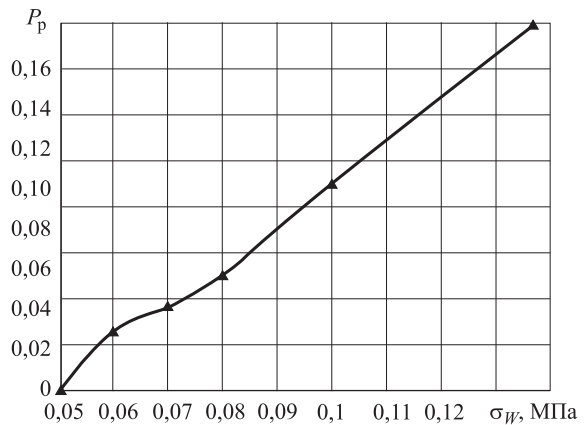


Рис. 11. Зависимость вероятности разрушения от среднеквадратического отклонения σ_W при $W_{p,ср} = 0,219$ МПа

Была проведена серия расчетов без завышенного разброса геометрических параметров с пошагово уменьшаемым значением среднеквадратического отклонения σ_w от 0,137 до 0,05 МПа. При уменьшении σ_w вероятность разрушения стремится к нулю (рис. 11). Следовательно, при значениях среднеквадратического отклонения меньше 0,05 МПа и минимизации отклонений от номинальных размеров конструкция является работоспособной.

Исследование статической прочности в зоне контакта металлического диска и керамического хвостовика. Исследовалась зона контакта керамического хвостовика и металлического диска. Среднее значение давления получено из аналитического решения задачи о вдавливании жесткого штампа с плоским основанием [10].

Центрбежная сила лопатки P_Σ уравновешивается усилиями N , действующими на боковые грани замка. Из условия равновесия

$$N = \frac{P_\Sigma}{2\sin\alpha} = \frac{P_n + P_{xb}}{2\sin\alpha} = \frac{11\,339 + 22\,247}{2\sin 16,63} = 58\,678 \text{ Н.} \quad (7)$$

Распределение давлений при контакте штампа и плоскости рассчитывалось по формуле

$$p(x) = \frac{N}{\pi k(a^2 - x^2)^{1/2}}. \quad (8)$$

Среднее значение контактного давления составило

$$p_{cp} = \int_{-a}^a \frac{N}{\pi k(a^2 - x^2)^{1/2}} dx \frac{1}{2a} = 175 \text{ МПа,} \quad (9)$$

где a — полуширина контакта; k — толщина основной части замка.

Для никелевого материала диска напряжения смятия не должны превышать 500 МПа, данное условие было выполнено. Для оценки прочности керамического хвостовика в зоне

контакта необходимо учитывать, что при контакте керамической и металлической деталей существенное влияние на работоспособность соединения оказывает шероховатость соприкасающихся поверхностей. Была создана упрощенная модель, учитывающая шероховатость поверхностей (рис. 12, а). При исследовании варьировались параметр шероховатости детали из никелевого сплава R_{max1} , параметр шероховатости керамического материала R_{max2} , длина области контакта L_k , длина промежуточной зоны L_n . Конечно-элементная модель приведена на рис. 12, б. В модели использовались элементы, моделирующие плоско-деформированное напряженное состояние. По торцевым сторонам модель закреплялась вдоль оси x . К узлам, принадлежащим верхней и нижней частям модели, прикладывалось давление $p_{cp} = 175$ МПа, рассчитанное выше.

Проанализированы напряженно-деформированное состояние для первых трех моделей (таблица), определена вероятность разрушения конструкции в зоне контакта для средних значений параметров L с среднеквадратическими отклонениями σ .

Параметры модели шероховатости при первом расчете

Номер модели	Параметр				
	R_{max1} , мкм	R_{max2} , мкм	L_n , мкм	L_k , мкм	$\sigma_{3max\text{ хв}}$, МПа
1	3	2	3	0,5	1 297
2	2	1,25	1,2	0,5	1 010
3	1	0,5	0,8	0,5	845

Разброс геометрических параметров при вероятностном анализе

Параметр	R_{max1} , мкм	R_{max2} , мкм	L_n , мкм	L_k , мкм
L , мм	2	1,25	2	0,5
σ , мм	1	0,75	1	0,45

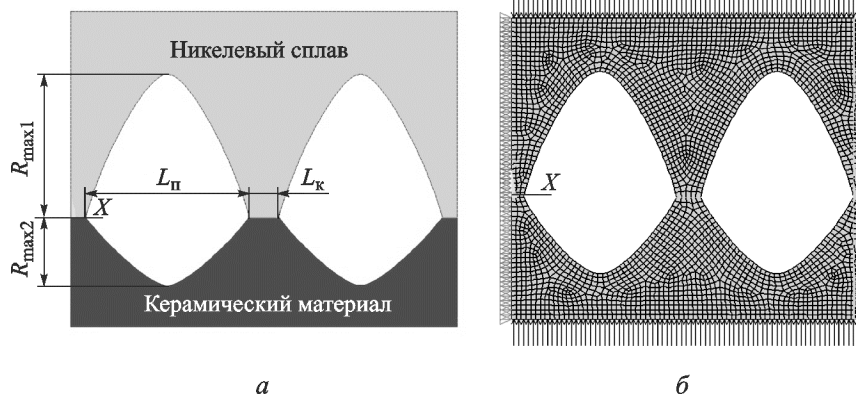


Рис. 12. Модель области контакта: а — упрощенная; б — конечно-элементная

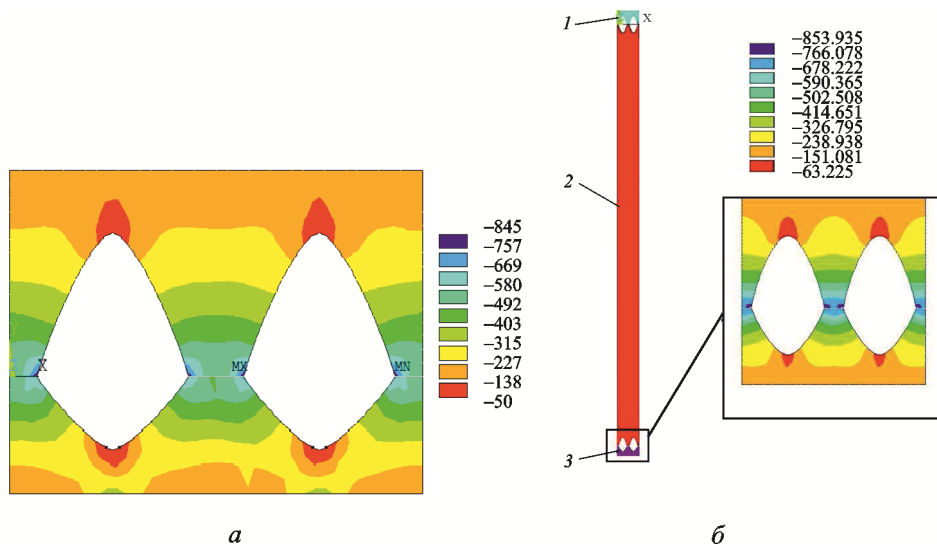


Рис. 13. Распределение третьих главных напряжений, МПа, в области контакта:
 а — в модели № 3; б — в модели № 2 с использованием пластинки из никелевого сплава;
 1 — диск турбины (никелевый сплав); 2 — пластинка (никелевый сплав);
 3 — хвостовик лопатки (керамический материал)

Распределение трех главных (сжимающих) напряжений в зоне контакта для модели № 3 показано на рис. 13, а.

Исходя из того, что предел прочности керамических материалов при сжатии $\sigma_{в2}$ в несколько раз выше, чем предел прочности при растяжении $\sigma_{в}$, принималось, что $\sigma_{в2} = 1\ 000$ МПа. Следовательно, при такой нагрузке в моделях № 1 и 2 конструкция разрушится в зоне контакта. В модели № 3 этого не произойдет. Результаты моделирования показали, что вероятность разрушения хвостовика лопатки в области контакта составила 0,86, что недопустимо для конструкции. Однако уменьшение параметров шероховатости и длины $L_{п}$ позволяет обеспечить допустимый уровень сжимающих напряжений в зоне контакта, как в модели № 3.

Возможным конструктивным решением для уменьшения контактных напряжений является установка тонкой пластинки из пластичного материала в области контакта между керамическим хвостовиком и металлическим диском [11]. Эффективность подобного решения была подтверждена экспериментально в ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», а также в других ведущих авиадвигателестроительных фирмах. Был проведен расчет для модели № 2 с использованием никелевой пластинки толщиной 0,1 мм. Параметр шероховатости пластинки в зоне контакта с обеих сторон принимался $R_{\max 3} = 2$ мкм. Результаты расчета приведены на рис. 13, б.

Использование никелевой пластинки позволило в модели № 2 снизить сжимающие напряжения на 18 % и обеспечить необходимую статическую прочность керамического хвостовика в области контакта.

Таким образом, методами оптимального проектирования получены два варианта конструкции узла замкового соединения керамического хвостовика и металлического диска высоконагруженной газовой турбины, позволяющие обеспечить уровень растягивающих напряжений в хвостовике керамической лопатки менее 250 МПа.

Выводы

1. Вариант конструкции с удлиненной ножкой лопатки является более предпочтительным с точки зрения статической прочности.
2. Предложен способ оценки прочностной надежности спроектированных конструкций на основе численного моделирования, математического аппарата теории вероятностей и энергетического критерия разрушения.
3. Результаты моделирования показали, что вероятность разрушения полученной конструкции в зоне растяжения составляет 0,49, а в зоне контакта — 0,86, что является недопустимым. При уменьшении разброса свойств материала ОТМ-914 при минимизации отклонений размеров и при качественной обработке поверхностей деталей конструкция становится работоспособной.

4. Конструктивным решением, позволяющим снизить напряжения в зоне контакта, является использование пластинки из пластичного материала между соприкасающимися поверхностями керамического хвостовика и металлического диска.

Литература

- [1] Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. *Газотурбинные двигатели*. Пермь, Авиадвигатель, 2006. 1204 с.
- [2] *Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization*. Ed. Ferber M., Richardson D., Roode M. New York: ASME PRESS, 2003. 425 p.
- [3] Nozhnitsky Y.A., Fedina Y.A., Rekin A.D., Petrov N.I. Development and Investigation of Ceramic Parts for Gas Turbine Engines. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 1997. 97-GT-157.
- [4] Lin H.-T., Ferber M.K. Development of Silicon Nitride Ceramic Components for Advanced Turbine and Microturbine Systems. *IX Conference and Exhibition of the European Ceramic Society*, 19-23, 2005, Portorož, Slovenia
- [5] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин*. Москва, Машиностроение, 1993. 640 с.
- [6] Ермаков С.М. *Метод Монте-Карло в вычислительной математике*. Санкт-Петербург, Невский Диалект, 2009. 192 с.
- [7] Серветник А.Н. Моделирование несущей способности диска турбины АГТД. *Справочник. Инженерный журнал*, 2012, № 10, с. 44–49.
- [8] Каримбаев К.Д., Стародубцев В.В. К верификации расчетов несущей способности дисков. *Тез. докл. VI Междунар. науч. конф. Прочность и разрушение материалов и конструкций*. Оренбург, ОГУ, 2010, с. 207–212.
- [9] Басов К.А. *Ansys в примерах и задачах*. Москва, Компьютерпресс, 2002. 224 с.
- [10] Johnson K.L. *Contact Mechanics*. Cambridge, Cambridge University Press, 1987. 452 p.
- [11] Price J.R., Jimenez O., Parthasarathy V. Miriyala N. Ceramic Stationary Gas Turbine Development Program — Sixth Annual Summary. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 1999. 99-GT-351.

References

- [1] Inozemtsev A.A., Sandratskii V.L. *Gazoturbinnye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm', Aviadvigatel' publ., 2006. 1204 p.
- [2] *Ceramic Gas Turbine Component Development and Characterization*. Ed. Ferber M., Richardson D., Roode M. New York, ASME PRESS, 2003. 425 p.
- [3] Nozhnitsky Y.A., Fedina Y.A., Rekin A.D., Petrov N.I. Development and Investigation of Ceramic Parts for Gas Turbine Engines. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 1997, 97-GT-157.
- [4] Lin H.-T., Ferber M.K. Development of Silicon Nitride Ceramic Components for Advanced Turbine and Microturbine Systems. *9 Conference and Exhibition of the European Ceramic Society*, 19-23, 2005, Portorož, Slovenia.
- [5] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin* [Calculation of the strength of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1993. 640 p.
- [6] Ermakov S.M. *Metod Monte-Karlo v vychislitel'noi matematike* [Monte Carlo method in computational mathematics]. St.Peterburg, Nevskii Dialekt publ., 2009. 192 p.
- [7] Servetnik A.N. Modelirovanie nesushchei sposobnosti diska turbiny AGTD [Load-carrying capability simulation of aviation gas turbine engine disk]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal* [Handbook. An Engineering journal]. 2012, no. 10, pp. 44–49.
- [8] Karimbaev K.D., Starodubtsev V.V. K verifikatsii raschetov nesushchei sposobnosti diskov [To verification of calculations of bearing ability of disks]. *Tezisy dokladov 6th Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii «Prochnost' i razrushenie materialov i konstruktсии»* [Abstracts 6th International scientific conference «Strength and fracture of materials and constructions»]. Orenburg, Orenburg State University publ., 2010, pp. 207–212.
- [9] Basov K.A. *Ansys v primerakh i zadachakh* [Ansys examples and problems]. Moscow, Komp'yuterpress publ., 2002. 224 p.
- [10] Johnson K.L. *Contact Mechanics*. Cambridge, Cambridge University Press, 1987. 452 p.

- [11] Price J.R., Jimenez O., Parthasarathy V. Miriyala N. Ceramic Stationary Gas Turbine Development Program — Sixth Annual Summary. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 1999, 99-GT-351.

Статья поступила в редакцию 26.05.2014

Информация об авторах

РЕЗНИК Сергей Васильевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Ракетно-космические композитные конструкции». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

САПРОНОВ Дмитрий Владимирович (Москва) — аспирант кафедры «Ракетно-космические композитные конструкции» МГТУ им. Н.Э. Баумана, инженер отдела ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: sapronov.dmitry@gmail.com).

Information about the authors

REZNIK Sergey Vasil'evich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Rocket and Space Composite Structures» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

SAPRONOV Dmitriy Vladimirovich (Moscow) — Post-Graduate of «Rocket and Space Composite Structures» Department, Bauman Moscow State Technical University, Engineer of Central Institute of Aviation Motors n. a. P.I. Baranov (CIAM, Aviamotornaya str., 2, 111116, Moscow, Russian Federation, e-mail: sapronov.dmitry@gmail.com).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 3-е издание учебника
А.А. Дорофеева

«Основы теории тепловых ракетных двигателей. Теория, расчет и проектирование»

Содержание учебника, состоящего из трех частей, соответствует курсу лекций, которые автор читает в МГТУ им. Н.Э. Баумана. В ч. I представлены общие основы и понятийный аппарат теории идеальных тепловых ракетных двигателей, а также их классификация. В ч. II изложены физико-химические механизмы реальных рабочих процессов, протекающих в тепловых ракетных двигателях, и методики количественной оценки их влияния на выходные параметры двигателя при отличии этих процессов от идеальных. Приведены методики решения задач термодинамического расчета состава продуктов сгорания и изменения их параметров при движении по соплу как химически активного потока. В ч. III представлены методические указания и полный комплект контрольно-измерительных материалов по блочно-модульным образовательным технологиям.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru