

УДК 534.21

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ПРИ НЕРЕГУЛЯРНОМ НАГРУЖЕНИИ

¹Котельников А.Н., ²Габов И.Г.

¹Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
Пермь, e-mail: kotelnikov@avid.ru;

²ОАО «Авиадвигатель», Пермь, e-mail: gabov-ig@avid.ru

Описаны результаты усталостных испытаний рабочих лопаток компрессора из титанового сплава VT8M при регулярном и программном нагружении. Результаты усталостных испытаний лопаток при регулярном нагружении представлены на основе предположения о бимодальном распределении усталостной долговечности. При составлении испытательной программы для программного (блочного) нагружения исходная информация о нагруженности исследуемых лопаток получена по результатам динамического тензометрирования на одном из режимов работы газотурбинного двигателя. Расчет суммы относительных долговечностей при нерегулярном нагружении выполнен также исходя из бимодального распределения усталостной долговечности лопаток. На примере рабочей лопатки компрессора газотурбинного двигателя показан один из возможных подходов к оценке усталостной прочности при нерегулярном нагружении.

Ключевые слова: рабочая лопатка компрессора, титановый сплав, многоцикловая усталость, регулярное и нерегулярное нагружение, эквивалентные напряжения

FATIGUE EVALUATION OF ROTATING COMPRESSOR BLADES UNDER THE CONDITIONS OF IRREGULAR LOADING

¹Kotelnikov A.N., ²Gabov I.G.

¹Perm National Research Polytechnic University, Perm, e-mail: kotelnikov@avid.ru;

²Aviadvigatel OJSC, Perm, e-mail: gabov-ig@avid.ru

This article describes the results of the fatigue tests of rotating compressor blades made of titanium alloy VT8M under the conditions of regular and irregular loading. The results of blades fatigue test with regular loading were based on the assumption of a bimodal distribution of fatigue life. In drawing up the irregular (block) loading test program source data on test specimens' loading were obtained by the results a dynamic strain-gaging at one of the gas turbine engine operating modes. Calculation of the relative operating life amount under the irregular loading was also performed on the basis of a bimodal distribution of blades fatigue life. Through the example of a rotating compressor blade of the gas turbine engine one of the possible approaches to the fatigue evaluation under the irregular loading is described.

Keywords: rotating compressor blade, titanium alloy, high cycle fatigue, regular and non-regular loading, equivalent stress

Лопатки компрессора – одни из наиболее ответственных и самые многочисленные детали ГТД. Наибольшее число отказов лопаток компрессора при доводке и эксплуатации двигателя связано с действием повышенных переменных напряжений или с недостаточной усталостной прочностью [3, 4, 5].

При оценке динамической прочности лопаток определяются коэффициенты запаса по сопротивлению усталости. Они вычисляются для экстремальных отклонений действующих и предельно допустимых напряжений [4]. При этом предполагается, что вибрационные напряжения, определяемые, как правило, тензометрированием, изменяются во времени по гармоническому закону и подобны напряжениям, возникающим в лопатке при определении ее предела выносливости. Данный подход нашел широкое распространение для оценки динамической прочности при регулярном характере нагру-

жения лопаток. Одним из методов оценки усталостной прочности деталей при регулярном нагружении является вычисление эквивалентных регулярных напряжений, соответствующих по повреждающему действию рабочим напряжениям, и сравнение их с пределом выносливости детали [1]. Эквивалентные напряжения определяются на основе использования одной из гипотез суммирования усталостных повреждений, например скорректированной гипотезы линейного накопления повреждения [2]. В работе уравнение относительных долговечностей представлено в виде

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = A, \quad (1)$$

где N_i – долговечность на кривой усталости для определенной нагрузки; n_i – число циклов с одинаковой амплитудой; A – некоторый безразмерный параметр прочности, мало отличающийся от единицы.

Задачей проведенных экспериментальных исследований являлось получение экспериментальных данных об усталости натурных лопаток из титанового сплава при блочном и регулярном нагружении и уточнение суммы относительных долговечностей, используемой для расчета эквивалентных напряжений.

Объектом исследования являлись рабочие лопатки одной из первых ступеней компрессора низкого давления авиационного газотурбинного двигателя. Лопатки изготовлены из титанового сплава BT8M. Технология изготовления лопаток включает следующие основные операции: штамповка, двухступенчатый отжиг; механическая обработка (фрезерование, шлифование, полирование); отжиг при температуре $(550 \pm 10)^\circ\text{C}$, охлаждение в аргоне и на воздухе; полировка пера и продольная полировка входной и выходной кромок.

Усталостные испытания при регулярном нагружении

Усталостные испытания лопаток проводили на электродинамическом вибростенде при комнатной температуре по основной (первой изгибной) форме колебаний. Все лопатки препарировали тензорезисторами в месте действия максимальных вибронапряжений при колебаниях по первой изгибной форме. Препарированные лопатки устанавливались на подвижный стол вибростенда, и выполнялась динамическая тарировка. В процессе тарировки были получены зависимости между амплитудой перемещения одного из сечений лопатки и амплитудой напряжений по тензорезистору. Динамическая тарировка проводилась для каждой лопатки. Контроль уровня нагрузки при рабочих режимах испытания выполнялся с помощью микроскопа и лазерного вибрметра. При усталостных испытаниях за критерий разрушения лопатки принималось падение частоты колебаний на 3...5%.

Результаты усталостных испытаний лопаток при регулярном нагружении представлены на рис. 1. По данным [4] для лопаток компрессора из титановых сплавов характерно отсутствие точек перегиба кривой усталости до базы 10^8 циклов. В отличие от традиционного представления результатов усталостных испытаний в виде кривой усталости без точки перегиба, результаты испытаний исследуемых лопаток представлены на рис. 1 на основе предположения о бимодальном распределении усталостной долговечности. В диапазоне до $2 \cdot 10^8$ циклов имеют место две кривые усталости. Определены параметры левой и правой кривых усталости и область, в пределах которой

долговечность лопаток, испытанных на одном уровне напряжений, может принимать значения, соответствующие той или иной кривой. Расслоение распределения долговечности при уменьшении амплитуды напряжений может быть объяснено нестабильностью технологического процесса [4] или двумя механизмами разрушения при различных уровнях нагрузки [1]. В последнем случае для правильной интерпретации результатов испытаний необходима селекция лопаток по данным исследований изломов. Результаты исследования рабочих лопаток после усталостных испытаний при регулярном нагружении представлены в табл. 1.

Для выяснения причин указанного расслоения усталостной долговечности кроме исследования изломов, на образцах, вырезанных из испытанных лопаток, определены предел прочности σ_B , относительное удлинение δ , остаточные напряжения $\sigma_{сж}$ и степень наклепа u_H . Результаты исследования изломов лопаток показали, что вне зависимости от принадлежности к левой или правой ветвям усталости очаги разрушения лопаток располагались на поверхности в местах наибольших напряжений (на спинке или кромках лопаток). Макроструктура макрошлифов всех исследованных лопаток имеет матовый тон. Величина макрозерна соответствует 2 баллу 10-балльной шкалы макроструктур. Микроструктура материала всех лопаток идентичная, равноосная, соответствует 2 типу шкалы № 2 ОСТ 1 90002.

Выполненные исследования изломов и испытания образцов из лопаток (табл. 1) не позволяют сделать вывод о причине бимодального распределения усталостной долговечности.

Усталостные испытания при нерегулярном (блочном) нагружении

Методика усталостных испытаний при блочном нагружении соответствовала методике при регулярном нагружении этих же лопаток.

При составлении испытательной программы для блочного нагружения исходная информация о нагруженности исследуемых лопаток получена по результатам динамического тензометрирования на одном из режимов работы двигателя в условиях, наиболее приближенных к эксплуатационным, – в составе летающей лаборатории. Для обработки экспериментальных данных тензометрирования лопаток применялся разрядный метод. Схематизация изучаемого процесса была выполнена методом максимумов. Для сокращения времени усталостных испытаний применяли форсирование

режимов нагрузки – все уровни напряжений были увеличены в ~3,6 раза. Блок нагружения включал в себя уровни напряжений ниже условного предела выносливости лопаток на базе 10^8 циклов и напряжения, превышающие предел выносливости. Распределение количества циклов работы на каждом уровне напряжений соответствовало распределению долговечности в спектре эксплуатационных нагрузок. Расчетное количество блоков нагружения $\lambda = 10$ (при сумме относительных долговечностей равной $a_s = 1,0$). Показатель

наклона кривой усталости принят равным $m = 15$. Исходя из представленных данных и частот колебаний каждой лопатки, рассчитывалось время работы лопатки на каждом уровне блока нагружения.

В результате испытаний при программном нагружении получен значительный разброс усталостной долговечности лопаток (рис. 2): часть лопаток разрушилась при первом блоке нагружения ($\lambda < 1$), для других долговечность (в блоках нагружения λ) составила $1 \leq \lambda < 6$ и $10 \leq \lambda \leq 20$.

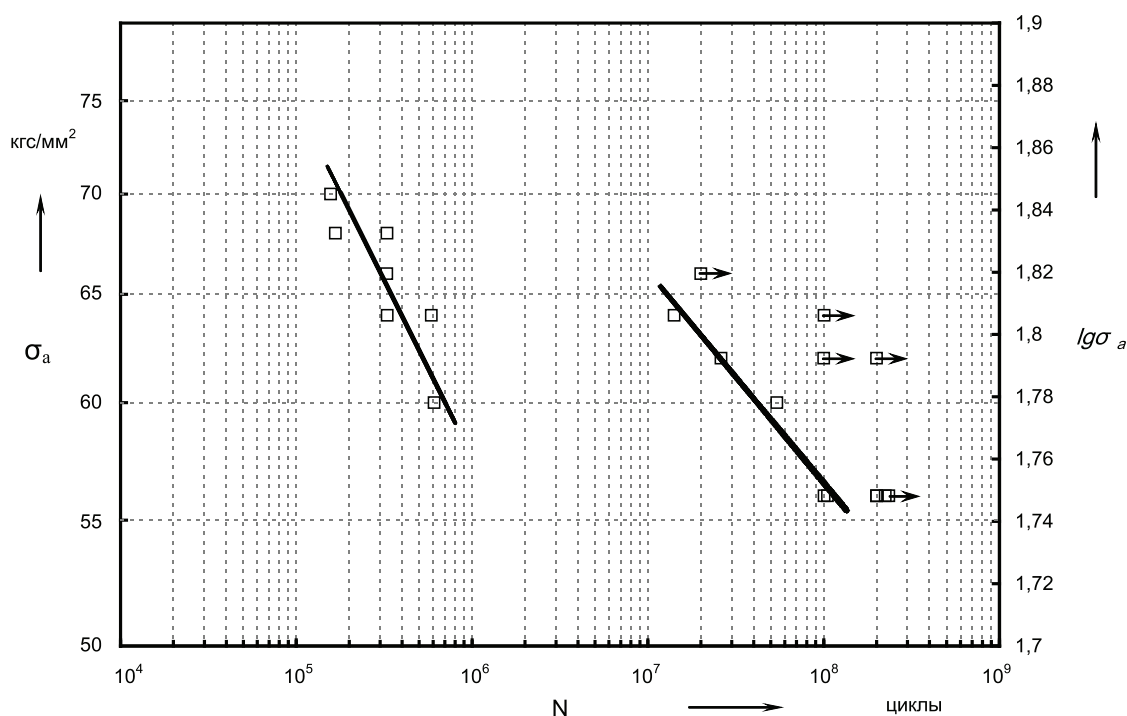


Рис. 1. Кривые усталости рабочих лопаток компрессора из титанового сплава VT8M при симметричном изгибе с частотой основной формы

Таблица 1

Результаты исследования рабочих лопаток после усталостных испытаний при регулярном нагружении

Долговечность N , циклы	$< 10^6$	$> 10^7$
Номер плавки	ТП, ПК, РБ	ТП, ПК, РБ
Место поломки	Спинка, выходная кромка	Спинка, входная и выходная кромки
σ_B , кгс/мм ²	116,4...118,1	123,7
δ , %	10...12	10
$\sigma_{сж}$, кгс/мм ²	-1,6...-14,5	-0,2...-7,6
$u_{Н1}$, %	0	0
R_{a^2} , мкм	0,17...0,58 (соответствует чертежу)	
Макроструктура	2 балла 10-балльной шкалы макроструктур	
Микроструктура	Равноосная, 2 тип шкалы № 2 ОСТ 1 90002	

Полученные данные по разбросу усталостной долговечности лопаток, испытанных по одной программе нагружения, подтверждают предположение о смешанном характере распределения долговечности для ряда уровней напряжений. Некоторые уровни напряжений при блочном нагружении попали в область, в пределах которой долговечность лопаток, испытанных на одном уровне нагрузки, может принимать значения, соответствующие правой или левой кривой усталости.

Возникла неопределенность в выборе ветви кривой усталости (правой или левой), по которой необходимо выполнить подсчет сумм относительной долговечности. Поэтому были выполнены расчеты отдельно для каждой кривой, а также для случая описания результатов в виде одной (обобщенной) кривой усталости и для случая, когда до определенного уровня напряжений реализуется долговечность, соответствующая правой кривой, а при превышении этого уровня – левой кривой. Граничное значение напряжений, выше которого долговечность реализуется для левой кривой усталости, определялась по результатам анализа распределения долговечности при программном нагружении (рис. 2), кривых усталости и программы нагружения (рис. 3). Для лопаток с долговечностью $\lambda < 1$ и $10 \leq \lambda \leq 20$ (в блоках нагружения) граничное напряжение принималось равным соответственно минимальному и максимальному уровню напряжений, при котором имеет место повышенный (более чем на порядок) разброс циклической долговечности при регулярном нагружении. Для группы лопаток с долговечностью $1 \leq \lambda < 6$ граничное напряжение принято равным среднему значению для двух групп лопаток с $\lambda < 1$ и $10 \leq \lambda \leq 20$.

Результаты расчета сумм относительных долговечностей a_3 представлены в табл. 2.

Из представленных в табл. 2 результатов расчетов видно, что для вариантов

расчета только по левой, только по правой или по обобщенной кривым имеет место 80...100-кратный разброс сумм относительных долговечностей. Учет бимодального характера распределения усталостной долговечности приводит к снижению разброса до $a_3 = 0,647...1,998$.

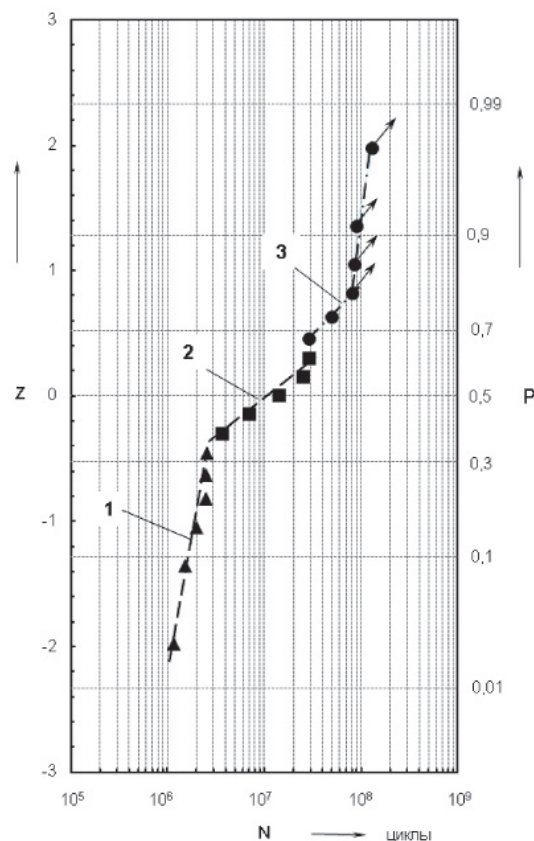


Рис. 2. Распределение долговечности лопаток при блочном нагружении:
1 – $\lambda < 1$; 2 – $1 \leq \lambda < 6$; 3 – $10 \leq \lambda \leq 20$

Этот результат согласуется с результатами исследований по суммированию накопленных усталостных повреждений различных сплавов [3].

Таблица 2

Результаты расчета сумм относительных долговечностей a_3

Расчет	a_3
По левой кривой ($m = 8,4$)	1,459...117,541
По правой кривой ($m = 14,7$)	0,024...1,998
По обобщенной кривой ($m = 31,3$)	0,093...9,21
С учетом бимодального распределения: – $\lambda < 1$ по левой кривой при $\sigma \geq 60$ кгс/мм ² и по правой кривой при $\sigma < 60$ кгс/мм ² ; – $1 \leq \lambda < 6$ по левой кривой при $\sigma \geq 63$ кгс/мм ² и по правой кривой при $\sigma < 63$ кгс/мм ² ; – $10 \leq \lambda \leq 20$ по левой кривой при $\sigma \geq 66$ кгс/мм ² и по правой кривой при $\sigma < 66$ кгс/мм ²	0,647...1,998

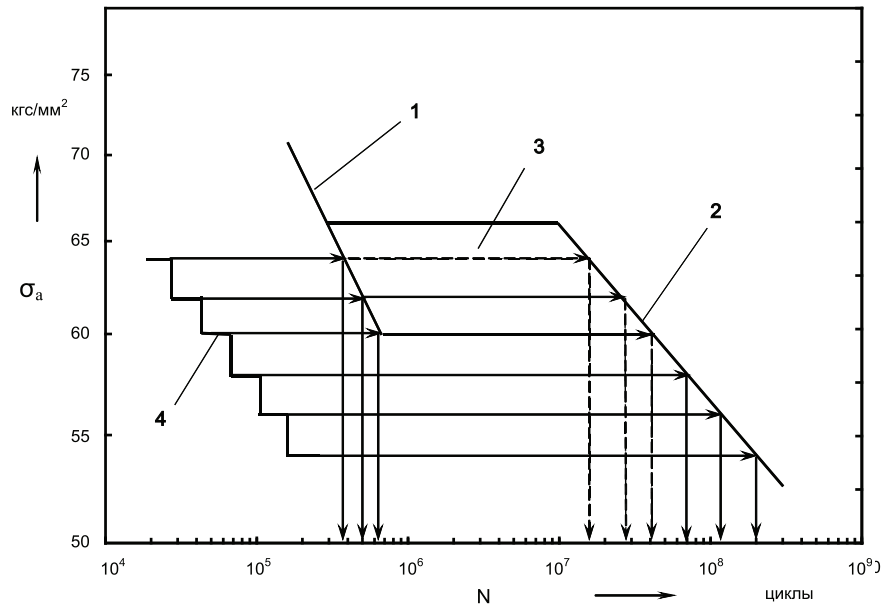


Рис. 3. К расчету сумм относительной долговечности:
 1 – левая ветвь кривой усталости; 2 – правая ветвь кривой усталости;
 3 – в области, в пределах которой долговечность лопаток, испытанных на одном уровне нагрузки, может принимать значения, соответствующие правой или левой кривой усталости;
 4 – программа нагружения (схематично).

Расчет эквивалентных напряжений

Минимальное значение полученных сумм относительных долговечностей, полученное с учетом бимодального распределения, использовано для оценки эквивалентных напряжений по формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0 a_s} \sum_{i=1}^{i=k} \sigma_{vi}^m n_i}, \quad (2)$$

где n_i – число циклов нагружения при амплитуде σ_{vi} ; N_0 – базовое число циклов; a_s – сумма относительных долговечностей; m – показатель наклона кривой усталости.

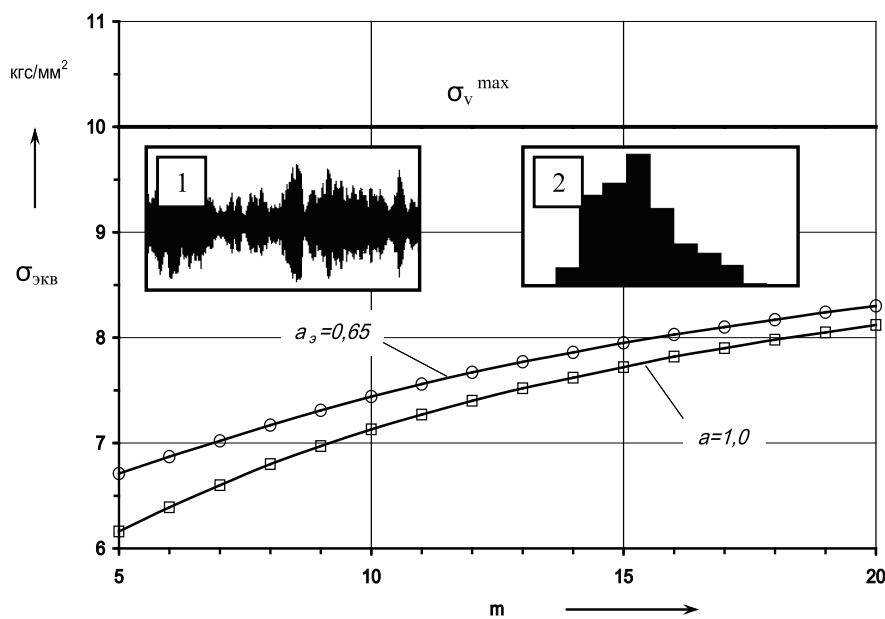


Рис. 4. Значения эквивалентных напряжений в зависимости от показателя наклона кривой усталости m . Максимальные измеренные вибронпряжения $\sigma_v^{\text{max}} = 10,0 \text{ кгс/мм}^2$ ($\sigma_v = 4,54 \text{ кгс/мм}^2$, $S = 1,73 \text{ кгс/мм}^2$);
 1 – вид сигнала с тензорезистора на лопатке; 2 – распределение амплитуд вибронпряжений

На рис. 4 представлены результаты расчета эквивалентных напряжений для рабочих лопаток компрессора низкого давления на одном из режимов работы газотурбинного двигателя. В зависимости от показателя наклона кривой m от 5 до 20 значения эквивалентных напряжений изменяются в пределах 5,2...8,1 кгс/мм² при $a = 1,0$ и 6,7...8,3 кгс/мм² при $a_3 = 0,65$. При значении $m \approx 15$, полученном для правой ветви кривой усталости по результатам испытаний лопаток при регулярном нагружении, величина эквивалентных напряжений, вычисленная без коррекции линейной теории, на 7% ниже, чем определенные с учетом экспериментального значения $a_3 = 0,65$.

Заключение

Вычисленные описанным выше образом эквивалентные вибронапряжения могут быть использованы для последующих расчетов коэффициентов запасов по сопротивлению усталости деталей и оценки их динамической прочности. При расчете коэффициентов запасов по сопротивлению усталости исследуемых лопаток компрессора разница между величинами запасов, определенными с учетом нерегулярности нагружения (по скорректированной линейной теории накопления усталостных повреждений) и без учета нерегулярности нагружения (по максимальным измеренным напряжениям), может составлять ~20%.

Неучет нерегулярности нагружения может привести к необоснованному занижению оценки динамической прочности лопаток, что повлечет за собой дорогостоящую доводку, увеличение массы двигателя при утолщении профиля лопаток и снижение его конкурентоспособности.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ (договор № 02.G25.31.0016) в рамках реализации Постановления Правительства РФ № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих ком-

плексные проекты по созданию высокотехнологического производства».

Список литературы

1. Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей / И.А. Биргер, Б.Ф. Балашов, Р.А. Дульнев и др.; под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Балашова. М.: Машиностроение, 1981. – 222 с.
2. Машины и приборы для программных испытаний на усталость; под ред. М.Э. Гарфа. – Киев: Наукова думка, 1970. – 193 с.
3. Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В., Конев И.П., Семенова И.В., Плотников Ю.И., Сараева Л.В. Снижение усталостной прочности лопаток компрессора ГТД при повреждении посторонними предметами // Авиационная промышленность. – 2008. – № 1. – С. 21–24.
4. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. – М.: Машиностроение, 1993. – 240 с.
5. Nikhamkin M.S., Voronov L.V., Semenova I.V. Foreign object damage and fatigue strength loss in compressor blades. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. – Berlin, 2008. – P. 245–251.

References

1. Konstrukcionnaya prochnost materialov i detaley gazoturbinyh dvigateley / I.A. Birger, B.F. Balashev, R.A. Dulnev and others; under the editorship of I.A. Birger and B.F. Balashev. [Structural strength of gas turbine materials and details] Moscow: Mashinostroenie, 1981. 222 p.
2. Mashiny i pribory dlja programmnyh ispytaniy na ustalost. Pod red. M.Je. Garfa. Kiev: Naukova dumka, 1970. 193 p.
3. Nikhamkin M.S., Voronov L.V., Konev I.P., Semenova I.V., Plotnikov Yu.I., Saraeva L.V. Snizhenie ustalostnoy prochnosti lopatoc kompressora pri povrejdennii postoronnimi predmetami. [Fatigue strength loss of compressor blades under foreign object damage.] Aviacionnaya promislennost [Aviation industry], 2008. no. 1. pp. 21–24.
4. Petuhov A.N. Soprotivlenie ustalosti detaley GTD. [Fatigue resistance of details] Moscow: Mashinostroenie, 1993. 240 p.
5. Nikhamkin M.S., Voronov L.V., Semenova I.V. Foreign object damage and fatigue strength loss in compressor blades. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. Berlin, 2008. pp. 245–251.

Рецензенты:

Нихамкин М.Ш., д.т.н., профессор кафедры «Авиационные двигатели», Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь;

Колмогоров Г.Л., д.т.н., профессор, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь.