

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ МАЛОЦИКЛОВОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДОМ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ С КОНЦЕНТРАТОРОМ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ-СЖАТИИ

© 2018

**С. А. Букатый** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры прикладной механики;  
Рыбинский государственный авиационный технический университет  
имени П.А. Соловьёва;  
[bukaty\\_sa@mail.ru](mailto:bukaty_sa@mail.ru)

**А. В. Пахоменков** начальник конструкторского отдела «Прочность»;  
ПАО «ОДК-Сатурн», г. Рыбинск;  
[aleksandr.pakhomenkov@uec-saturn.ru](mailto:aleksandr.pakhomenkov@uec-saturn.ru)

**Г. А. Солнцев** инженер-конструктор 2 категории конструкторского отдела «Прочность»;  
ПАО «ОДК-Сатурн», г. Рыбинск;  
[Solntsev\\_g\\_a\\_233@mail.ru](mailto:Solntsev_g_a_233@mail.ru)

**А. С. Букатый** кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[bukaty@inbox.ru](mailto:bukaty@inbox.ru)

Предложен метод эквивалентных испытаний на малоцикловую усталость, основанный на использовании опытных образцов, напряжённо-деформированное состояние которых должно быть подобно состоянию исследуемой детали. В качестве критерия подобия напряжённо-деформированных состояний образцов и детали используется коэффициент жёсткости напряжённого состояния. При невозможности достичь полного подобия предложен коэффициент соответствия интенсивностей деформаций образцов и деталей. На примере диска компрессора низкого давления газотурбинного двигателя проведена апробация метода. В качестве эквивалентных образцов использовались образцы круглого поперечного сечения с V-образным концентратором. Испытания проводили: образцов – при растяжении-сжатии по отнулевому циклу, дисков – на специализированном стенде при раскрутке до 5000 оборотов в минуту. Разработанный метод эквивалентных испытаний позволяет прогнозировать малоцикловую долговечность крупногабаритных ответственных деталей, натурные испытания которых невозможны. Метод может быть применён также для оценки долговечности деталей в многоцикловой области и прогнозирования длительной прочности. На основе полученных в работе зависимостей можно проводить проектирование и совершенствование конструкции деталей: по заданной долговечности определять допускаемую величину интенсивности деформаций в наиболее нагруженной зоне детали.

*Малоцикловая усталость; эквивалентные испытания на выносливость; натурные испытания; жёсткость напряжённого состояния; образцы с концентратором напряжений; коэффициент соответствия.*

---

**Цитирование:** Букатый С.А., Пахоменков А.В., Солнцев Г.А., Букатый А.С. Прогнозирование малоцикловой долговечности деталей газотурбинного двигателя методом эквивалентных испытаний образцов с концентратором напряжений при растяжении-сжатии // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 2. С. 37-46. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-37-46

### Введение

В настоящее время основным методом расчёта малоцикловой долговечности ответственных деталей газотурбинных двигателей (ГТД) является предложенный С.С. Мэнсоном метод универсальных наклонов [1], разработанный на основе результатов испытаний на растяжение-сжатие стандартных образцов при одноосном напряжённом состоянии (НС). Для сложного НС, характерного для основных деталей ГТД в зо-

нах концентрации напряжений, в Центральном институте авиационного моторостроения (ЦИАМ) после дополнительных исследований было получено модифицированное уравнение [2; 3], содержащее интенсивности размахов упругих и пластических деформаций в цикле нагружения. В дальнейшем с целью повышения точности прогнозирования малоциклового долговечности появились различные модификации уравнения Мэнсона [4; 5]. Однако расчёты долговечности в ряде случаев значительно отличаются от результатов, полученных при испытаниях на малоцикловую усталость (МЦУ) не только деталей, но и стандартных образцов и образцов с концентраторами напряжений [6; 7]. Существующие расчётные методы не обладают достаточной точностью, т.к. не могут полностью учесть условия работы и сложность напряжённо-деформированного состояния (НДС) деталей с концентраторами напряжений. Поэтому на практике, для обеспечения более достоверных данных, применяют натурные испытания. В силу большой сложности и трудоёмкости, а также невозможности проведения испытаний для крупногабаритных деталей, более перспективным является проведение эквивалентных испытаний на специальных образцах, моделирующих НДС исследуемого объекта.

### Метод эквивалентных испытаний

На основе работ [8; 9] в ПАО «ОДК-Сатурн» разработаны методики анализа НДС и прогнозирования МЦУ, в которых в качестве критерия подобия НДС детали и эквивалентных образцов используется коэффициент жёсткости напряжённого состояния (ЖНС) [10]:

$$K_{жс} = \frac{3\sigma_0}{\sigma_i} = \frac{\sqrt{2}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}},$$

где  $\sigma_0 = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$  – октаэдрическое напряжение;  $\sigma_i$  – интенсивность нормальных напряжений;  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения.

Метод прогнозирования МЦУ деталей на основе эквивалентных испытаний образцов состоит из следующих этапов работ:

1. На основе конечно-элементного (КЭ) моделирования исследуется НДС детали, определяются наиболее опасное место, величина коэффициента ЖНС  $K_{жс}$  и интенсивность деформаций  $\varepsilon_i$  в опасной точке-элементе.

2. На основе анализа НДС разрабатывается КЭ модель образца с концентратором напряжений для проведения эквивалентных испытаний. При этом геометрия образца в наиболее нагруженной – опасной области должна обеспечивать с максимально возможным приближением подобие характеристик НДС образца –  $K_{жс}$  и соотношение между главными напряжениями аналогичным характеристикам НДС детали.

3. Из того же материала, что и деталь, изготавливают в необходимом количестве образцы и проводят испытания на МЦУ не менее четырёх вариантов, подбирая нагрузку таким образом, чтобы долговечность образцов охватывала необходимый интервал долговечности исследуемой детали.

4. На основе аппроксимации полученных данных по долговечности образцов (например, в системе Excel) в системе координат  $\varepsilon_i - \ln N$  строится кривая долговечности и определяется её аналитическое выражение.

5. При полном соблюдении подобия НДС в образцах и детали полученная кривая долговечности образцов характеризует долговечность исследуемой детали, т.е. уста-

навливают связь между величиной интенсивности деформаций детали  $\varepsilon_i$  и соответствующим количеством циклов до разрушения.

Данный метод позволяет решать прямую задачу: прогнозировать долговечность существующих крупногабаритных деталей, натурные испытания которых из-за больших габаритов невозможны либо связаны с большой трудоёмкостью и значительными затратами времени. Второе важное направление применения изложенного метода – проектирование деталей по допускаемой долговечности: по заданному количеству циклов  $[N]$  определяется величина допускаемой интенсивности деформаций  $[\varepsilon_i]$ , по которой при заданном уровне нагрузок подбираются геометрические параметры детали.

В тех случаях, когда при равенстве коэффициентов  $K_{эс}$  эквивалентных образцов и детали не удаётся достичь полного подобия НДС по соотношению главных напряжений, необходимо установить коэффициент соответствия (коэффициент подобия) НДС  $K_c$  между интенсивностями деформаций детали и образцов:

$$\varepsilon_{i\text{дет}} = K_c \varepsilon_{i\text{обр}}. \quad (1)$$

Если имеются результаты натурных испытаний опытных деталей, то данный коэффициент можно определить экспериментально путём сопоставления интенсивностей деформаций  $\varepsilon_i$  детали и образца при их одинаковой долговечности. При отсутствии необходимых экспериментальных данных для определения  $K_c$  предлагается выражение для коэффициента соответствия, учитывающее неоднородность главных напряжений по величине отношения максимальных касательных напряжений  $\tau_{\max}$  к интенсивности напряжений  $\sigma_i$  в детали (обозначены индексом «д») и в эквивалентных образцах (обозначены индексом «о»):

$$K_c = \left[ \frac{\tau_{\max\_д} / \sigma_{i\_д}}{\tau_{\max\_о} / \sigma_{i\_о}} \right]^2, \quad (2)$$

где

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}, \quad \sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}.$$

Выражение (2) позволяет проводить эквивалентные испытания на опытных образцах в тех случаях, когда нет возможности полностью смоделировать НДС деталей сложной конструкции.

Для апробации метода в качестве объекта исследования был выбран диск 1-й ступени компрессора низкого давления (КНД) двигателя семейства Д-30, изготавливаемый из сплава ВТЗ-1 (рис. 1).

Наиболее нагруженной частью диска является галтель в замке типа «ласточкин хвост», в которой в процессе испытаний до разрушения возникают усталостные трещины. Поэтому рассматривалось два варианта диска: в исходном – серийном исполнении (рис. 2, а) и после доработки – нанесения в замке разгрузочной канавки (рис. 2, б). Данная доработка привела к значительному увеличению малоциклового долговечности диска: с 10 763 до 29 485 циклов до разрушения (появления трещины).



Рис. 1. Модель диска 1-й ступени КНД

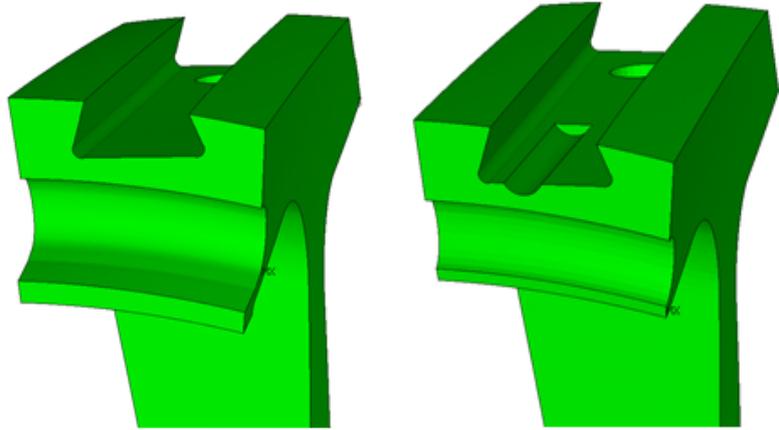


Рис. 2. КЭ модели диска 1-й ступени КНД: а – серийный диск; б – доработанный диск

В силу сложности изготовления опытных образцов, моделирующих реальные детали (в данном случае замковый паз диска), в качестве эквивалентных образцов использовались образцы круглого поперечного сечения с V-образным концентратором. Такой подход является наименее затратным и, как показали исследования, достаточно эффективным. Заготовки образцов вырезали из некондиционного диска (рис. 3).

КЭ моделирование опытных образцов (рис. 4) и диска (рис. 5) осуществляли в системе Ansys v.18 с использованием элементов Solid 186.

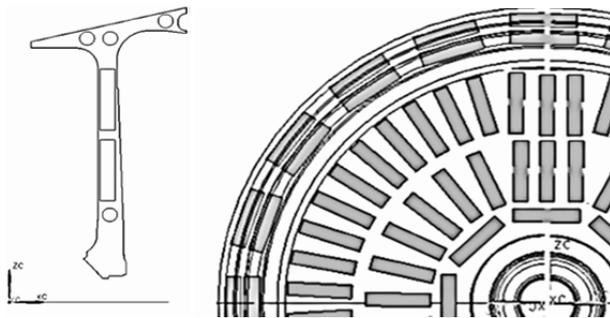


Рис. 3. Схема разрезки диска 1-й ступени КНД на заготовки образцов

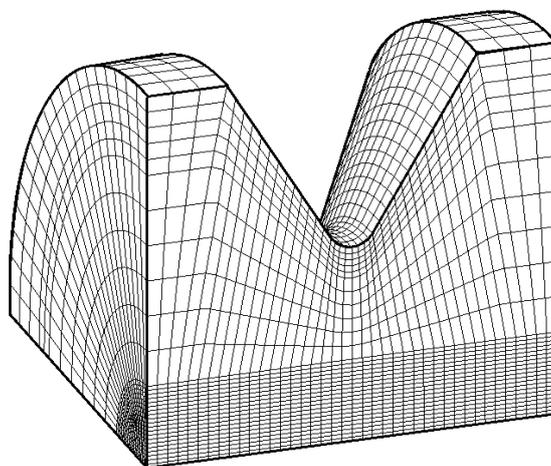


Рис. 4. КЭ модель опытных образцов с концентратором напряжений

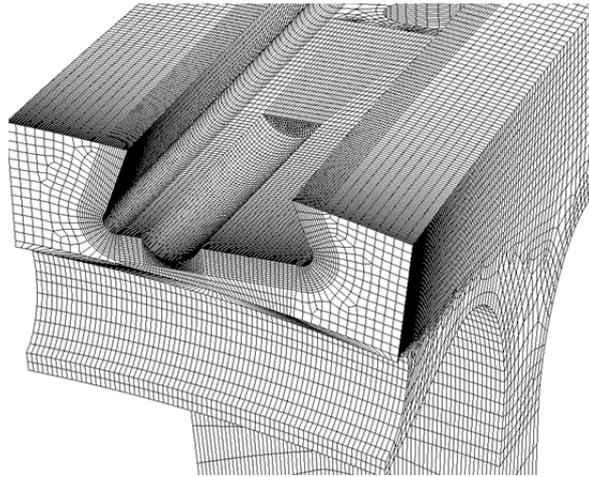


Рис. 5. КЭ модель замкового паза диска

В результате расчётов были подобраны геометрические параметры образцов (рис. 6).

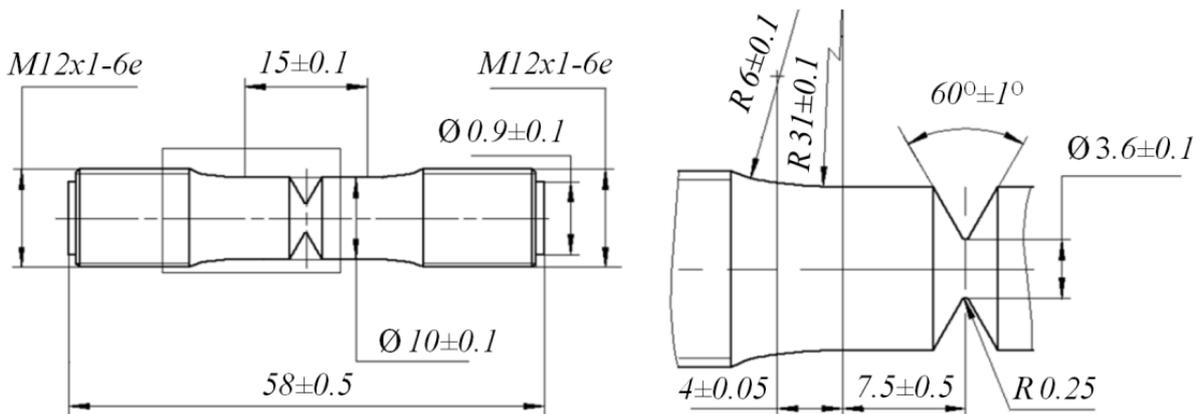


Рис. 6. Образцы из сплава ВТЗ-1 с V-образным концентратором напряжений для испытаний на МЦУ

Основные поверхности образца полировались до  $Ra\ 0,2$ . Испытания образцов с концентратором проводили при нормальных условиях на установке MTS 810 по отнуплевому треугольному циклу при растяжении фиксированной нагрузкой с частотой 2 Гц. Результаты испытаний двенадцати образцов и расчёта интенсивностей деформаций представлены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты испытаний образцов на малоцикловую усталость

№ п/п	Нагрузка $P$ , кгс	Средняя долговечность $N$ , цикл	$\ln N$	Интенсивность деформаций $\varepsilon_i \cdot 10^3$
1	342	58952	4,770499	6,29036
2	424	20813	4,318335	7,79857
3	500	12589	4,099991	9,19643
4	530	8104	3,908699	9,74822

Испытания дисков на МЦУ проводили по близкому к отнулевому циклу на специализированном стенде УИР-3. Вместо рабочих лопаток использовались эквивалентные грузы-имитаторы. Режим нагружения назначали из условия обеспечения максимального уровня НДС дисков, возникающего при работе в составе двигателя. Параметры цикла нагружения дисков на стенде УИР-3: разгон от  $n_{\min} = 500$  об/мин до  $n_{\max} = 5000$  об/мин в течение  $\Delta\tau = 23$  с, выдержка при  $n_{\max}$  в течение  $\Delta\tau = 20$  с, торможение вращения диска до  $n_{\min}$  в течение  $\Delta\tau = 46$  с и длительность вращения при  $n_{\min}$  до начала следующего разгона  $\Delta\tau = 5$  с.

Вследствие трения о воздух при вращении температура диска изменялась от  $+50^\circ\text{C}$  при  $n_{\min}$  до  $+60^\circ\text{C}$  при  $n_{\max}$ , что практически не оказывало влияния на механические свойства материала диска. Было испытано три серийных диска и один после доработки – нанесения в замковом пазе разгрузочной канавки (рис. 2, б). Результаты испытаний дисков и расчётов приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты испытаний дисков на МЦУ и расчётные параметры

Наименование	$N$ цикл.	$K_{жс}$	Расчёт в ANSYS $\varepsilon_i \cdot 10^3$	Расчёт по (4) и (5) $\varepsilon_i \cdot 10^3$	Экспериментальный $K_c$	Расчётный $K_c$	Погрешность $\delta, \%$
Серийный диск	10763	1,5085	7,6497	9,5021 по (5)	0,8051	0,8107	0,70
Доработанный диск	29485	1,4627	6,2288	7,30745 по (4)	0,8524	0,8071 0,8324	5,31 2,35

Кривая выносливости образцов, представленная сплайнами в Excel 1, и графики её аппроксимации степенной функцией 2 и полиномом 3-й степени 3 приведены на рис. 7.

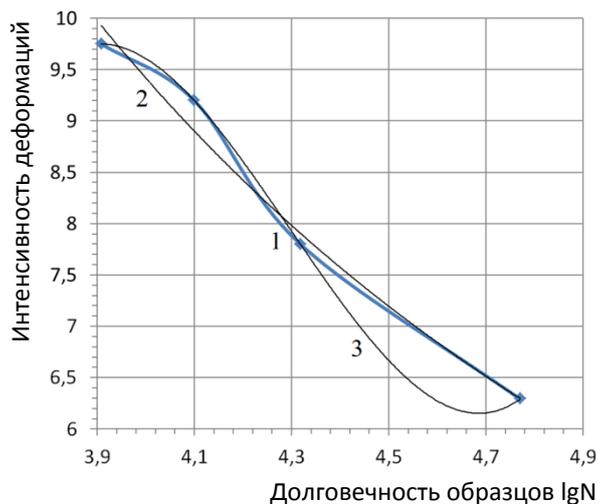


Рис. 7. Результаты испытаний на МЦУ опытных образцов:

- 1 – аппроксимация сплайнами в Excel;
- 2 – аппроксимация степенной функцией;
- 3 – аппроксимация полиномом 3-й степени

Аналитические выражения кривых выносливости образцов имеют вид:

в зависимости  $\varepsilon_i = F(\ln N)$

$$\varepsilon_i = 0,223417538(\lg N)^{-2,284212}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_i = (-1173,402 + 838,7475 \lg N - 196,833(\lg N)^2 + 15,271(\lg N)^3) \cdot 10^{-3}; \quad (4)$$

в зависимости  $\lg N = F(\varepsilon_i)$

$$\lg N = 10,542497(\varepsilon_i \cdot 10^3)^{-0,431781}, \quad (5)$$

$$\lg N = 28,27387 - 8,59545 \varepsilon_i \cdot 10^3 + 1,040077(\varepsilon_i \cdot 10^3)^2 - 0,042544(\varepsilon_i \cdot 10^3)^3. \quad (6)$$

Для аппроксимации и последующих расчётов используются две функции, т.к. в области малого числа циклов до разрушения для серийного диска ( $N = 10763$  ц) лучшее приближение даёт полином 3-й степени – выражения (4) и (6), а для доработанного диска при увеличении количества циклов до разрушения  $N = 29485$  ц более точные результаты показывают степенные функции (3) и (5) (рис. 7).

Результаты испытаний на МЦУ и расчётов интенсивностей деформаций для серийного и доработанного дисков в системе Ansys v.18 позволили определить экспериментальные значения коэффициента соответствия  $K_c$ , приведённые в табл. 2. Эти значения служили при оценке адекватности выражения (2) для определения  $K_c$  расчётным способом. Установлено, что погрешность расчётов  $\delta$  в прогнозировании долговечности серийного диска или определении допускаемых деформаций не превышает 1% (табл. 2). Для доработанного диска (рис. 2, б) погрешность составляет порядка 5% (табл. 2), т.к. нанесение канавки привело к некоторому уменьшению уровня НДС и уменьшению коэффициента ЖНС  $K_{жс}$ . При учёте изменения ЖНС в соответствии с выражением

$$K_c = \left[ \frac{\tau_{\max\_д} / \sigma_{i\_д}}{\tau_{\max\_оax} / \sigma_{i\_о\_о}} \frac{K_{жс\_исх}}{K_{жс\_дораб}} \right]^2 \quad (7)$$

погрешность расчётов уменьшается до 2,24 %.

### Заключение

Полученные результаты показывают, что точность прогнозирования МЦУ деталей зависит в основном от точности определения долговечности опытных образцов при испытании на выносливость.

Зависимости (5) и (6) с учётом соотношения (1) служат для оценки малоцикловой долговечности дисков по известной величине их интенсивности деформаций. Результаты испытаний на выносливость использованы для апробации метода и определения важной характеристики – коэффициента соответствия  $K_c$ . Поэтому определение долго-

вечности диска на основе полученных коэффициентов соответствия  $K_c$  является в рассматриваемом случае обратной задачей с той же точностью результата.

Использование зависимостей (3) и (4) позволяет осуществлять проектирование и доработку диска: по заданной долговечности определять максимальную допускаемую величину интенсивности деформаций в опасной – наиболее нагруженной зоне диска. В этом случае максимальная величина интенсивности деформаций в результате изменения размеров и формы детали не должна превышать допускаемой величины. Если в процессе доводки конструкции детали произойдёт существенное изменение коэффициента ЖНС  $K_{жс}$ , то для определения коэффициента соответствия  $K_c$  следует использовать выражение (7).

Апробация данного метода подтвердила его эффективность на относительно сложной детали – диске КНД, работающем в условиях малоциклового усталости. Следовательно метод эквивалентных испытаний можно использовать для замены натуральных испытаний крупногабаритных ответственных деталей с целью оценки их долговечности не только в малоциклового, но и в многоциклового области, а также прогнозирования их длительной прочности.

### **Библиографический список**

1. Manson S.S. Fatigue: A Complex Subject – Some Simple Approximations // *Experimental Mechanics*. 1965. V. 5, Iss. 4. P. 193-226. DOI: 10.1007/bf02321056
2. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчёт на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978. 247 с.
3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
4. Муралидхаран У., Мэнсон С. Модифицированное уравнение с универсальными показателями степени для оценки усталостных характеристик металлов // *Теоретические основы инженерных расчётов*. 1988. № 4. С. 87-92.
5. Муратов Р.Х. Многокритериальное оптимальное проектирование основных деталей роторов ГТД для ожидаемых условий эксплуатации. Автореф. дис. ... канд. тех. наук. Пермь, 2004. 16 с.
6. Портер А.М., Букатый С.А., Округин А.А. Исследование процессов накопления повреждений и разрушения валов и дисков ГТД из материалов ЭИ-961 в зависимости от длительности действия максимальных напряжений в цикле нагружения // *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии имени П.А. Соловьёва*. 2008. № 2(14). С. 65-74.
7. Шереметьев А.В. Прогнозирование циклической долговечности и установление ресурсов основных деталей авиационных ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2005. № 8 (24). С. 45-50.
8. Букатый А.С., Букатый С.А. Разработка критериев анализа напряжённо-деформированного состояния деталей ГТД в упругопластической области // *Сб. материалов международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения»*. Ч. 2. Самара: Самарский университет, 2016. С. 66-68.
9. Букатый А.С., Букатый С.А., Андреев И.Б. Оптимизация конструкции ответственных деталей ГТД на основе критериев напряжённого состояния // *Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П.А. Соловьёва*. 2016. № 4(39). С. 7-13.
10. Смирнов-Аляев Г.А. Механические основы пластической обработки металлов. Инженерные методы. Л.: Машиностроение, 1968. 272 с.

## FORECASTING LOW-CYCLE FATIGUE LIFE OF GAS-TURBINE ENGINE PARTS BY THE METHOD OF EQUIVALENT TESTS FOR SPECIMENS WITH STRESS CONCENTRATOR UNDER EXTENSION-COMPRESSION

© 2018

- S. A. Bukatyy** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Applied Mechanics; Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation; [bukatyy\\_sa@mail.ru](mailto:bukatyy_sa@mail.ru)
- A. V. Pakhomenkov** Chief of Design Department of Strength; Public Joint-Stock Company UEC-Saturn, Rybinsk, Russian Federation; [aleksandr.pakhomenkov@uec-saturn.ru](mailto:aleksandr.pakhomenkov@uec-saturn.ru)
- G. A. Solntsev** Engineer of the Design Department of Strength; Public Joint-Stock Company UEC-Saturn, Rybinsk, Russian Federation; [Solntsev\\_g\\_a\\_233@mail.ru](mailto:Solntsev_g_a_233@mail.ru)
- A. S. Bukatyy** Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Strength of Materials; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [bukatyy@inbox.ru](mailto:bukatyy@inbox.ru)

A method of low-cycle fatigue equivalent tests based on the application of test specimens whose stress-strain state shall be similar to the stress-strain state of the part to be investigated is proposed in the paper. The stiffness ratio of the stressed state is used as the similarity criterion of stress and strain state of the specimens and the part. The method was successfully applied on the low-pressure compressor disk of a gas turbine engine. Specimens with a circular cross section and a V-concentrator were used as equivalent specimens. The tests were carried out as follows: the specimens were tested under stretching and compression for the zero-to-compression stress cycle; the disks were tested on a dedicated test bench with the spin-up of up to 5000 rpm. The proposed method of equivalent tests makes it possible to forecast low-cycle fatigue life of large-sized critical parts whose full-scale tests cannot be carried out. The method can also be used to assess the high-cycle fatigue life of parts and to forecast their long-term strength. The obtained equations make it possible to design and optimize the construction of aviation parts: the permissible value of strain rate in the most strained area of the part can be determined by the specified fatigue life.

*Low-cycle fatigue; equivalent endurance tests; full-scale tests; strain state stiffness; specimens with stress concentrator; conformity factor.*

---

*Citation:* Bukatyy S.A., Pakhomenkov A.V., Solntsev G.A., Bukatyy A.S. Forecasting low-cycle fatigue life of gas-turbine engine parts by the method of equivalent tests for specimens with stress concentrator under extension-compression. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 2. P. 37-46. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-37-46

### References

1. Manson S.S. Fatigue: a complex subject – some simple approximations. *Experimental Mechanics*. 1965. V. 5, Iss. 4. P. 193-226. DOI: 10.1007/bf02321056
2. Dem'yanushko I.V., Birger I.A. *Raschet na prochnost' vrashchayushchikhsya diskov* [Stress calculation of rotating discs]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 247 p.
3. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin: spravochnik* [Stress calculation of machine parts: reference book]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 702 p.
4. Muralidharan U., Manson S.S. A modified universal slopes equation for estimation of fatigue characteristics of metals. *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*. 1988. V. 110, Iss. 1. P. 55-58. DOI: 10.1115/1.3226010
5. Muratov R.Kh. *Mnogokriterial'noe optimal'noe proektirovanie osnovnykh detaley rotorov GTD dlya ozhidaemykh usloviy ekspluatatsii. Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Multicriterion optimum design of gas turbine engine rotor main parts for anticipated operating conditions. Extended abstract of Cand. Sci. (Eng.) Dissertation]. Perm', 2004. 16 p.

6. Porter A.M., Bukaty S.A., Okrugin A.A. Study of the processes of damage accumulation and fracture of gas turbine shaft and disc from materials of EI-961 depending on the duration of action of the maximum stress in the cycle of loading. *Vestnik RGATU*. 2008. No. 2 (14). P. 65-74. (In Russ.)

7. Sheremet'ev A.V. Forecasting of fatigue life and determining the endurance of aircraft gas turbine engine's main parts. *Aerospace Technic and Technology*. 2005. No. 8 (24). P. 45-50. (In Russ.)

8. Bukaty A.S., Bukaty S.A. The analysis criteria development for the stress-strain state of gas turbine engine parts in the elastoplastic region. *Sbornik materialov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroyeniya»*. Part 2. Samara: Samara University, 2016. P. 66-68. (In Russ.)

9. Bukaty A.S., Bukaty S.A., Andreev I.B. Optimization of GTE essential parts design on the basis of stress criteria. *Vestnik RGATU*. 2016. No. 4(39). P. 7-13. (In Russ.)

10. Smirnov-Alyayev G.A. *Mekhanicheskie osnovy plasticheskoy obrabotki metallov. Inzhenernyye metody* [Mechanical principles of plastic working of metals]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1968. 272 p.