

УДК 620.172

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЛОПАТОК ТУРБИН МЕТОДОМ ПОУЗЛОВЫХ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

© 2011 В.А. Соляников, А.И. Жужукин

ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

Поступила в редакцию 27.07.2011

Предложен метод формирования программ и методика проведения эквивалентных испытаний лопаток турбины в лабораторных условиях. Представлены программа и результаты эквивалентных испытаний рабочей лопатки 1 ступени турбины одного из высокотемпературных авиационных ГТД. Ключевые слова: эквивалентные испытания, многофакторное неизотермическое нагружение, цикл нагружения, термоциклическая долговечность.

Развитие современного авиационного двигателя обуславливает необходимость развития новых методов прочностной доводки двигателей, включающих уточнённые методики расчётной оценки прочности и ресурса элементов двигателя и экспериментальные методики их доводки по параметрам прочности в лабораторных условиях.

Одной из ответственных и высоконагруженных деталей ГТД, требующей большого объема расчетных и экспериментальных исследований, является рабочая лопатка турбины, которая в процессе эксплуатации подвергается многофакторному неизотермическому нагружению.

Экспериментальная отработка надёжности и долговечности лопаток турбин осуществляется в настоящее время методами поузловой доводки [1] и их испытаниями в составе полноразмерного двигателя по программе, эквивалентной эксплуатационной [2]. Первые дают лишь сравнительную оценку прочности лопаток и не позволяют определить их долговечность в реальных условиях эксплуатации. Вторые являются весьма трудоёмкими и дорогостоящими.

Благодаря развитию экспериментальных установок и испытательных стендов, позволяющих моделировать в лабораторных условиях эксплуатационный характер нагружения лопатки, стало возможным отрабатывать конструкцию и технологию изготовления её элементов, а также проверять эффективность выбранных решений путём проведения эквивалентно-циклических испытаний (ЭЦИ) лопаток на заданный ресурс в лабораторных условиях.

Методология проведения ЭЦИ лопаток включает следующие основные этапы:

1. Расчётно-экспериментальный анализ нагруженности лопатки при эксплуатации двигателя по обобщённому полётному циклу (ОПЦ) и на его основе выбор наиболее нагруженных элементов.

2. Формирование лабораторных режимов многофакторного неизотермического нагружения для каждого элемента лопатки с обеспечением равенства максимальных температур и одинаковости механизмов деформирования в лабораторных и эксплуатационных условиях.

3. Определение длительности ЭЦИ элементов лопатки на заданный ресурс с использованием условий их предельного состояния.

4. Последовательное проведение ЭЦИ элементов лопатки на заданный ресурс в лабораторных условиях.

Ниже представлена сформированная программа и результаты эквивалентных испытаний неохлаждаемых рабочих лопаток 1 ступени турбины одного из высокотемпературных авиационных ГТД. Анализ нагруженности элементов лопатки в эксплуатационных и лабораторных условиях проводился путем пошаговых расчётов кинетики напряжённо – деформированного состояния (НДС). В качестве модели материала (жаропрочный никелевый сплав класса ЖС) использована структурная модель упруговязкопластической среды [3]. За эксплуатационный цикл нагружения принимался обобщённый полётный цикл работы двигателя (рис. 1).

Рассчитывалось 100 циклов нагружения. Результаты расчёта теплового и напряжённого состояния среднего сечения пера лопатки на различных режимах работы двигателя представлены в табл. 1.

Характер изменения нормального напряжения за эксплуатационный цикл нагружения и эволюция деформации ползучести в кромках – наиболее нагруженных элементах пера лопатки представлены соответственно на рис.2 и рис.3.

Соляников Виктор Анатольевич, кандидат технических наук, начальник конструкторского научно-исследовательского отделения. E-mail: cntkknio@yandex.ru
Жужукин Анатолий Иванович, инженер-конструктор.

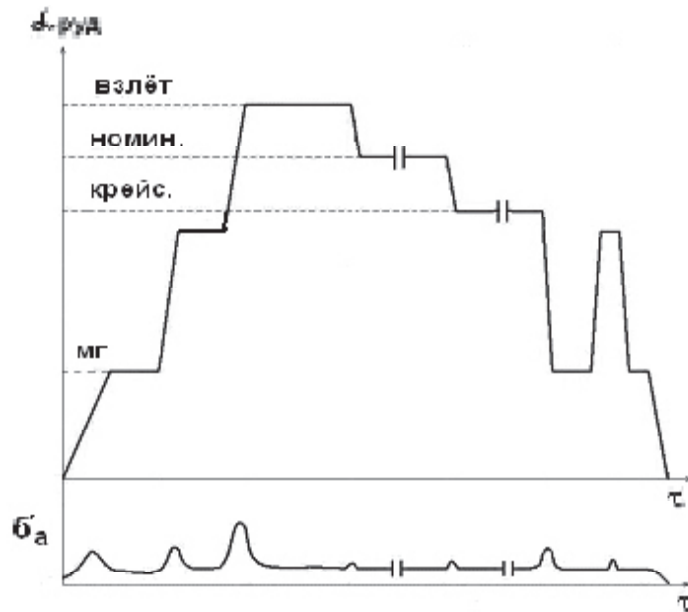


Рис. 1. Эксплуатационный цикл работы двигателя

Таблица 1. Характеристики температурно-силовой нагруженности среднего сечения пера лопатки на различных режимах работы двигателя

Режим Работы двигателя	Относительная продолжительность τ , %	Параметры нагружения	Входная кромка	Выходная кромка
Влётный	2,2	T_{max} , C	950	935
		$\sigma_{ст}$, МПа	245	223
Номинальный	20	- " -	800	785
		- " -	172	152
Крейсерский	77,8	- " -	750	740
		- " -	166	146

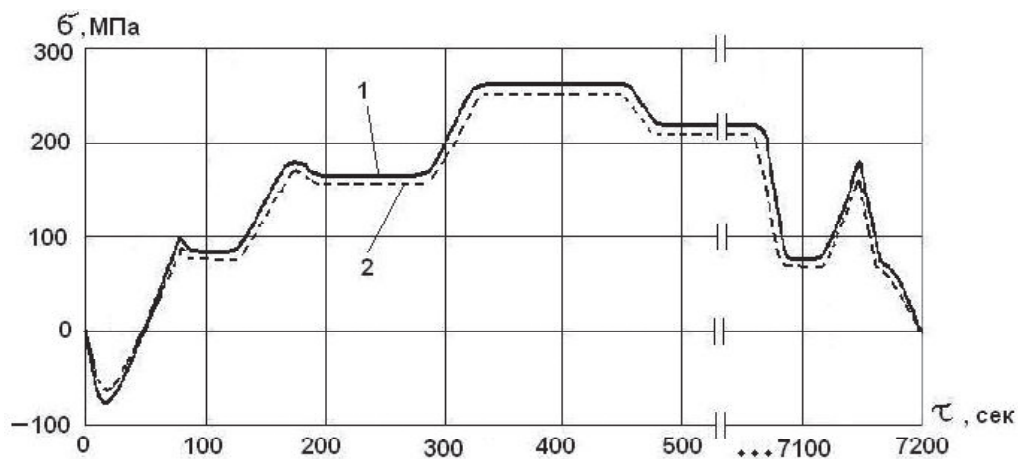


Рис. 2. Эволюция нормального напряжения во входной (1) и выходной (2) кромках за эксплуатационный цикл нагружения

Механизм деформирования кромок – знакопеременный асимметричный цикл с размахом упругих деформаций $\Delta \epsilon_e^{ex} = 0,34$ % во входной кромке и $\Delta \epsilon_e^{bix} = 0,31$ % в выходной кромке, сопровождающийся приростом деформации ползучести в сторону растяжения. Значения накопленной деформации ползучести за 100 циклов нагружения составили $\epsilon_c^{ex} = 0,019$ % во входной кромке

и $\epsilon_c^{bix} = 0,007$ % в выходной кромке. Полученные значения деформации малы, ими можно пренебречь. Пластические деформации отсутствуют.

Моделирование эксплуатационного характера нагружения лопатки в лабораторных условиях производилось на испытательном стенде ВЛ-2 (рис. 4), позволяющем осуществлять многофакторное неизотермическое нагружение лопатки.

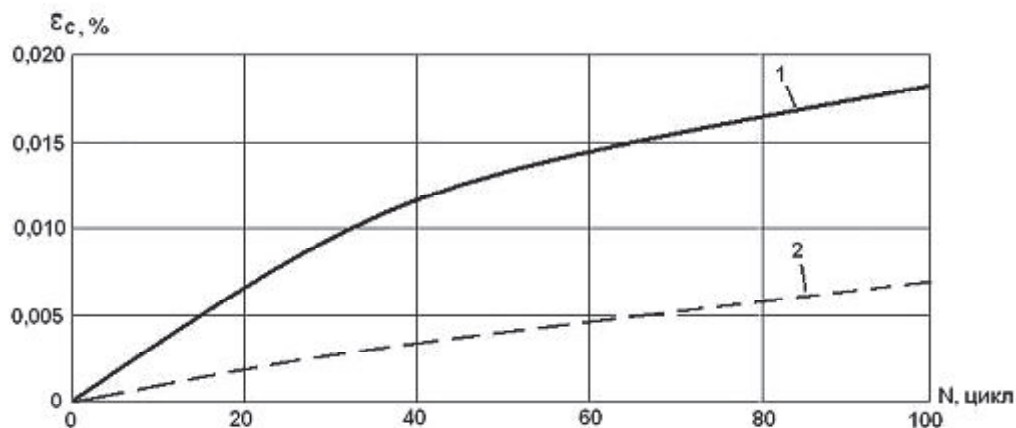


Рис. 3. Эволюция деформации ползучести во входной (1) и выходной (2) кромках пера лопатки (среднее сечение) в эксплуатационных условиях

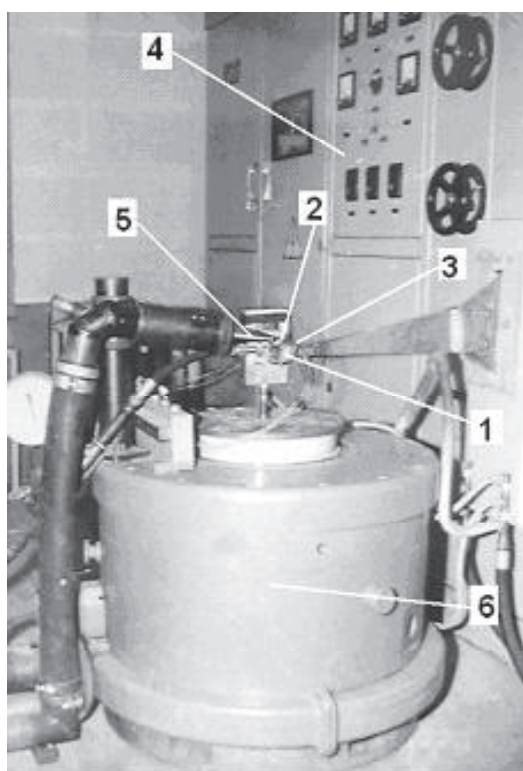


Рис. 4. Испытательный стенд ВЛ – 2:

1 – лопатка турбины; 2 – зажимное устройство; 3 – индуктор; 4 – генератор тока высокой частоты (ГТВЧ); 5 – сопло внешнего обдува; 6 – электродинамический вибратор

Лопатка 1, закреплённая с помощью охлаждаемого зажимного устройства 2, нагревалась с помощью профилированного индуктора 3, запитанного от генератора токов высокой частоты 4. При этом форма и положение индуктора 3 относительно профильной части лопатки 1 определялись из условия обеспечения необходимых температурных полей с максимальным нагревом кромок. В полцикле охлаждения лопатка обдувалась потоком воздуха, истекающим из сопла 5. Вибрационное нагружение осуществлялось путём возбуждения резонансных колебаний ло-

патки по первой изгибной форме (рис. 5) посредством электродинамического вибратора 6.

Лабораторные режимы нагружения (рис. 6) отличались скоростями нагрева и охлаждения, за счёт чего варьировалась величина размаха упругой (или упруго-пластической) деформации за цикл нагружения.

Исследовались три режима нагружения. Характеристики режимов и параметры НДС кромок лопатки, полученные расчётным путём, приведены в табл. 2.

Характер изменения нормального напряжения в кромках пера лопатки за лабораторный цикл нагружения представлен на рис. 7.

Исходя из эксплуатационного механизма деформирования кромок лопатки и максимальной нагруженности в рамках этого механизма, были выбраны следующие режимы нагружения: режим 1 для испытания выходной кромки и режим 2 – для входной кромки. Переменные напряжения при этом принимались равными статистически приведенным максимальным переменным напряжениям по результатам тензометрирования лопаток на полноразмерном двигателе с учётом возможности раззаворивания по бандажным полкам и составляли: $\sigma_v^{ex} = 83$ МПа – для входной кромки, $\sigma_v^{вых} = 85$ МПа – для выходной кромки.

Для описания предельного состояния кромок лопатки в условиях многофакторного неизотермического нагружения использовано критериальное уравнение, предложенное в [4]:

$$z_{M\phi} = z_p \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum \tau_B}{\tau_p} \right)^\beta \right]^{\frac{1}{\alpha}} \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum N_i}{N_B} \right)^\gamma \right]^{\frac{1}{\xi}}, \quad (1)$$

где z_p – термоциклическая долговечность при деформации $\Delta \epsilon$ и пилообразном изменении температуры в заданном диапазоне; $\sum \tau_B$ – суммар-

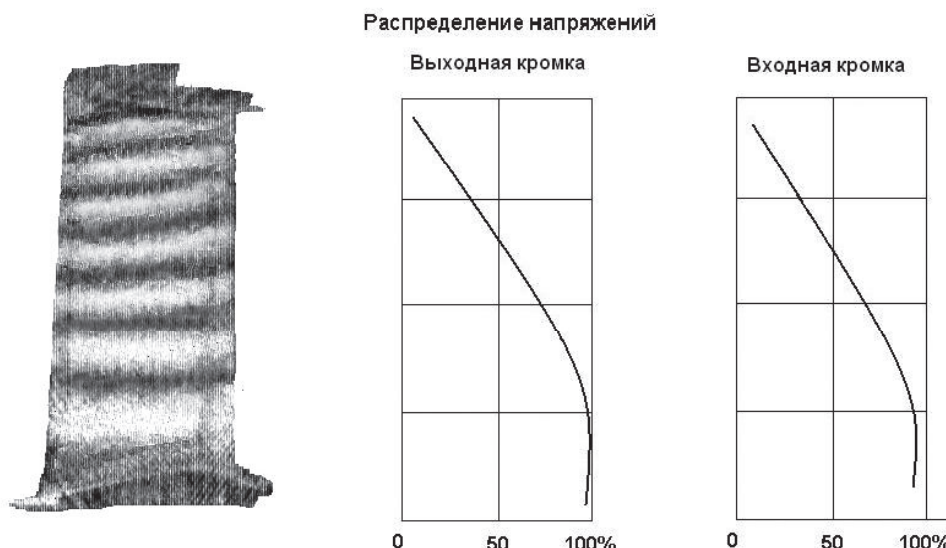


Рис. 5. Распределение относительных переменных напряжений при колебаниях лопатки по первой изгибной форме (532 Гц)

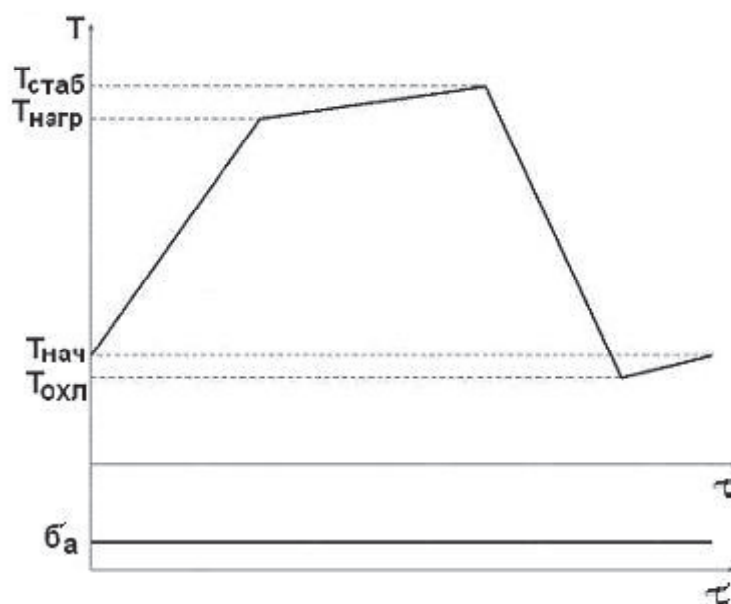


Рис. 6. Лабораторный цикл нагружения лопатки

ное время выдержки при максимальной температуре и статическом напряжении в цикле нагружения до разрушения; τ_p – время до разрушения по кривой длительной прочности при действии статического напряжения, реализующегося на участках выдержки при максимальной температуре

цикла; $\sum N_i^{z_{мф}}$ – суммарное число циклов вибронагружения до разрушения с величиной амплитуды переменных напряжений $\sigma_{V \max}$; N_p – предельное число циклов для переменного напряжения с амплитудой $\sigma_{V \max}$ при максимальной температуре цикла, устанавливаемое по кривой многоциклового усталости; $\alpha, \beta, \xi, \gamma$ – константы, определяющие степень взаимного влияния действующих факторов нагружения на исчерпание

долговечности, которые могут быть найдены либо из двух серий экспериментов при термоциклическом нагружении с выдержкой и при действии пилообразного термоциклического и вибрационного нагружений, либо обработкой экспериментальных данных при комплексном воздействии указанных факторов.

При использовании последнего подхода для определения констант $\alpha, \beta, \xi, \gamma$ в исследуемом диапазоне получены следующие значения: $\alpha = 0,6$; $\beta = 0,2$; $\xi = 0,5$; $\gamma = 0,1$. При этом рассчитанные по формуле (1) величины долговечности и до появления трещины при многофакторном неизотермическом нагружении отличались от полученных в эксперименте не более, чем на 30 %.

Для проведения эквивалентных испытаний лопаток в лабораторных условиях необходимо

Таблица 2. Характеристики лабораторных режимов нагружения и расчётные значения НДС кромок лопатки на этих режимах

Номер режима	Элемент лопатки	Максимальная температура °С (T_{max})	Скорость охлаждения $V_{охл}$ град/сек	Скорость нагрева $V_{нагр}$ град/сек	Время выдержки T_{max} τ_B , сек	Размах упругой деформ. $\Delta \epsilon_e$ %	Размах пластической деформ. ΔP , %	Напряжение на участке выдержки $\sigma_{ст}$, МПа
1	Входная кромка	950	100	50	30	0,53	0	200
	Выходная кромка	935						215
2	Входная кромка	950	150	100	30	0,60	0	220
	Выходная кромка	935						205
3	Входная кромка	950	200	150	30	0,67	0,05	225
	Выходная кромка	935					0	215

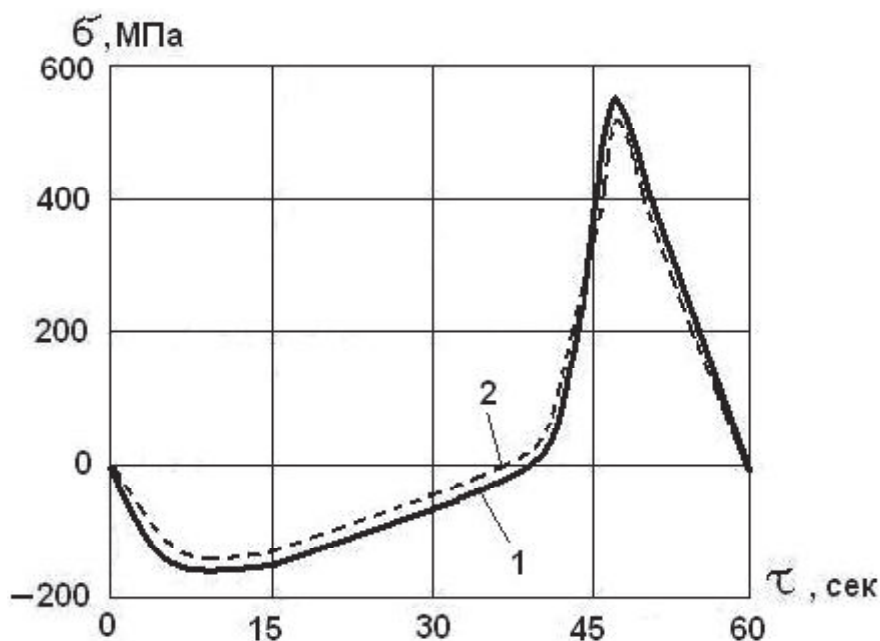


Рис. 7. Эволюция нормального напряжения во входной (1) и выходной (2) кромках за лабораторный цикл нагружения

обеспечить равенство накопленных повреждений в лопатке за ресурс в лабораторных и эксплуатационных условиях. В этом случае длительность эквивалентных испытаний лопатки в лабораторных условиях определится из соотношения [4]:

$$R_{л} = \frac{a^3}{a^L} \cdot R, \quad (2)$$

где R – ресурс двигателя, на который проводятся ЭЦИ лопатки, выраженный в циклах нагружения; a^3 и a^L – доли повреждения, накопленные в лопатке за один цикл нагружения соответственно в эксплуатационных и лабораторных

условиях и определяемые с помощью выражения (1) следующим образом:

$$a = \frac{1}{z_{M\phi}} = \frac{1}{z_p} \cdot \left[1 - \left(\frac{z_{M\phi}}{\tau_3} \right)^{0,2} \right]^{0,6} \cdot \left[1 - \left(\frac{y_{M\phi}}{N_p} \right)^{0,1} \right]^{0,5} \cdot (3)$$

Подставив значения параметров эксплуатационной и лабораторной нагруженности кромок лопатки (таблицы 1 и 2) в выражение (3) и определив доли повреждений a^3 и a^L , рассчитаем с помощью выражения (2) длительность ЭЦИ кромок лопатки в лабораторных условиях на ресурс двигателя $R = 15000$ час (или $R = 7500$

цикл): для входной кромки $R_{л}^{ex} = 735$ цикл при испытаниях лопатки по 2 режиму нагружения; для выходной кромки $R_{л}^{ex} = 920$ цикл – по 1 режиму нагружения.

Испытания лопаток по сформированной выше программе проводились до разрушения с целью последующей оценки интегрального коэффициента запаса. Средняя наработка при испытаниях составила: 1130 цикла – для входной кромки и 2410 циклов для выходной кромки (соответственно коэффициенты запаса $k_{\Sigma}^{ex} = 1,54$, $k_{\Sigma}^{ex} = 2,62$). Следовательно, заданный ресурс двигателя $R = 15000$ часов подтверждён с запасом 1,54. Прогнозируемая по результатам проведённых испытаний эксплуатационная долговечность лопаток оказалась на 15 % меньше фактически определённой при стендовых испытаниях полноразмерных изделий.

Металлографический анализ изломов подтвердил идентичность разрушений лопатки при стендовых испытаниях полноразмерных изделий и в лабораторных условиях.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен анализ температурно – силовой нагруженности лопаток турбины из жаропрочного никелевого сплава типа ЖС одного из высокотемпературных авиационных ГТД, на основе которого сформированы режимы лабораторного

нагружения для проведения их эквивалентных испытаний.

2. Исследованы закономерности взаимного влияния составляющих нагрузок на истощение ресурса лопаток при многофакторном неизотермическом нагружении и построено уравнение предельного состояния, позволившие определить длительность эквивалентных испытаний элементов лопатки на выбранных режимах лабораторного нагружения.

3. Проведённые эквивалентные испытания лопаток в лабораторных условиях подтвердили их эксплуатационный ресурс с интегральным коэффициентом запаса 1,54.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Еленевский Д.С. Проблема развития методов поузловой доводки ГТД на конструкционную прочность // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1986. С.33-44.
2. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 216 с.
3. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Пластичность и ползучесть элементов конструкций при повторных нагружениях. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.
4. Еленевский Д.С., Соляников В.А. Предельные состояния и ресурс лопаток турбин при многофакторном неизотермическом нагружении // Известия Самарского научного центра РАН. 2001. Т. 3, №2. С.227-231.

TURBINE BLADES DURABILITY FORCAST BY METHOD OF ASSEMBLIES EQUIVALENT TESTS

© 2011 V.A. Solyannikov, A.I. Zhuzhukin

JSC “KUZNETSOV”, Samara

Method of program formation and methodology for equivalent tests of turbine blades under laboratory conditions are proposed. The program and equivalent test results of turbine stage 1 blade for one of a hightemperature g aircraft gas turbine engine are given.

Key words: equivalent tests, multi – factor non – isothermal loading, loading cycle, thermocyclic durability.

Victor Solyannikov, Candidate of Technics, Chief at the Design and Scientific Studies Department.

E-mail: cntkknio@yandex.ru

Anatoly Zhuzhukin, Design Engineer.