

СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ХВОСТОВИКОВ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЁННОМ СОСТОЯНИИ

© 2011 А. В. Гладков, В. А. Соляников, А. И. Жужукин

ОАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара

В работе приведены результаты исследования выносливости хвостовиков рабочих лопаток турбины одного из авиационных газотурбинных двигателей из сплава ЖС30 монокристаллической структуры при асимметричном вибрационном нагружении. Рассмотрено влияние различных видов упрочнения поверхности хвостовиков на величину предельной амплитуды. Выявлено значительное снижение предельной амплитуды после наработки лопаток на двигателе.

Напряжённое состояние, сопротивление усталости, комплексное нагружение, выносливость хвостовиков лопаток.

Одной из ответственных и высоконагруженных деталей газотурбинных двигателей (ГТД), требующей большого объёма расчётных и экспериментальных исследований и во многом ограничивающей ресурс двигателя, является рабочая лопатка турбины. При этом наиболее опасным дефектом, вызывающим тяжёлые последствия, является разрушение хвостовиков лопаток турбины. В процессе эксплуатации турбомашин хвостовики лопаток турбины испытывают статические нагрузки от действия центробежных сил и вибрационные нагрузки от колебаний лопаток, связанных с рабочими процессами, протекающими в двигателе. Металлографический анализ изломов по дефектам, возникающим на хвостовиках лопаток турбины, показывает, что появление дефекта вызвано в большинстве случаев переменными напряжениями от вибраций. В этой связи исследование выносливости хвостовиков лопаток в условиях комплексного нагружения статическими и переменными нагрузками является актуальной задачей.

С целью выявления причин снижения в процессе эксплуатации характеристик выносливости хвостовиков рабочих лопаток турбины ГТД, изготовленных из жаропрочного никелевого сплава типа ЖС, проводились экспериментальные исследования при асимметричном нагружении.

При проведении испытаний в первой впадине (со стороны пера) хвостовика лопатки

реализовывалось напряжённое состояние, идентичное напряжённому состоянию в эксплуатационных условиях, характеризуемое номинальными напряжениями растяжения σ_H , напряжениями изгиба σ_H и среза τ . Равенство эквивалентных напряжений в эксплуатационных и лабораторных условиях обеспечивалось на основании расчётных оценок. Приведение действующих напряжений асимметричного нагружения к симметричному циклу осуществлялось согласно гипотезе максимальных касательных напряжений [1]. Для установления связи между нагруженностью первой впадины хвостовика, где происходили разрушения, и удлинённой части хвостовика, по которой задавался уровень нагружения и осуществлялся контроль за нагружением в процессе испытаний, было выполнено исследование статических и динамических напряжений в первой впадине и на удлинённой части хвостовика лопатки. В результате установлено, что для обеспечения эксплуатационного уровня статической составляющей эквивалентного напряжения в первой впадине необходимо задать на удлинённой части напряжение 250 МПа, а динамическая составляющая в первой впадине в 1,5 раза больше, чем на удлиненной части. В дальнейшем значения напряжений приводятся по показаниям тензорезистора, расположенного на удлинённой части хвостовика лопатки.

Испытания проводились на электродинамическом вибраторе с помощью установки (рис. 1), позволяющей осуществлять нагружение хвостовика лопатки по асимметричному циклу.

Принцип действия установки следующий. Испытуемая лопатка защемляется по гребёнке хвостовика в устройстве 1. Толкатель 4 упирается через специальную головку, выполненную по профилю, в спинку лопатки. Статическое нагружение осуществляется вертикальным перемещением толкателя с помощью гайки 6, навёрнутой на резьбовую часть толкателя, и втулки 7, упирающейся в балку статического нагружения. Величина статической нагрузки задается по показаниям тензорезистора, наклеенного на удлиненную часть хвостовика лопатки. При достижении требуемой нагрузки положение толкателя фиксируется с помощью контргайки 8. Динамическое нагружение лопатки осуществляется за счёт возбуждения с помощью электродинамического вибратора резонансных колебаний системы.

Испытания лопатки проводились при нормальной температуре на базе

$N_{\delta} = 20 \cdot 10^6$ циклов. Уровень статических напряжений задавался по электронному измерителю деформаций ЭИД – 3 и контролировался с помощью измерителя вибраций и напряжений ИВН – М.

Уровень переменных напряжений задавался по измерителю вибраций и напряжений ИВН и поддерживался в процессе испытаний с помощью автоматического регулятора мощности АРМ – 4, обеспечивающего слежение за резонансной частотой колебаний и поддержание заданного уровня переменных напряжений. Частота колебаний системы регистрировалась электронным частотомером ЧЗ – 32 и составляла $f_0 = 670 \dots 690$ Гц. Ввиду того, что испытания проводились на резонансной частоте установки, значение которой определялось не столько жёсткостью лопатки, сколько жёсткостью всей системы, при появлении трещины в хвостовике лопатки резонансная частота менялась слабо. Поэтому использование традиционного при усталостных испытаниях признака снижения частоты в качестве критерия разрушения не являлось достаточ-

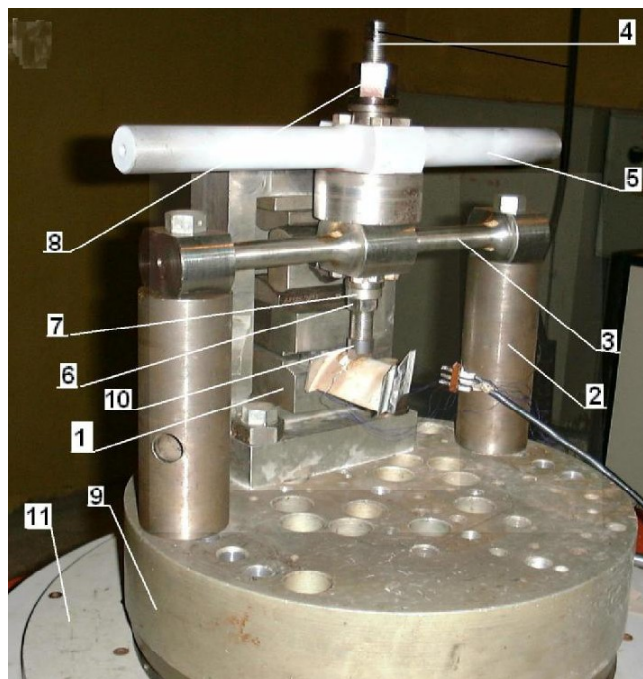


Рис. 1. Установка для нагружения хвостовика лопатки по асимметричному циклу: 1 – устройство для закрепления лопатки по гребёнке; 2 – несущие колонны; 3 – балка статического нагружения; 4 – толкатель; 5 – двухплечевой резонатор; 6 – гайка; 7 – втулка; 8 – контргайка; 9 – монтажная платформа; 10 – головка толкателя; 11 – электродинамический вибратор V826

но корректным, и за критерий разрушения принималось перераспределение напряжений на удлинённой части хвостовика и на спинке в корневом сечении пера, где для этой цели был наклеен дополнительный тензорезистор. После испытаний все лопатки подвергались ЛЮМ – 1 контролю, по результатам которого делалось заключение о месте разрушения.

Испытывались лопатки, имеющие различную наработку на двигателе. Результаты испытаний подвергались статистической обработке [2], с помощью которой определялись параметры кривых выносливости, имеющих вид

$$N \cdot \exp(C \cdot \sigma_{Ra}) = B, \quad (1)$$

где σ_{Ra} - амплитудное значение переменных напряжений; N - число циклов до разрушения; B, C - постоянные, определяемые из испытаний.

Полученные кривые выносливости представлены на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что выносливость хвостовиков лопаток по мере наработки на дви-

гателе значительно снижается по сравнению с выносливостью хвостовиков лопаток, не имеющих наработки (кривые выносливости лежат ниже исходной кривой).

Более наглядна зависимость предела выносливости хвостовиков от величины наработки (рис. 3).

Как следует из рисунка, наиболее резкое падение характеристик выносливости происходит в первые 150 – 200 часов работы на двигателе. С целью выявления причин снижения выносливости лопаток с наработкой было выполнено исследование остаточных напряжений в поверхностном слое хвостовиков. Результаты представлены в табл. 1.

Отсюда следует, что с наработкой лопаток на двигателе происходит релаксация остаточных напряжений с 780 МПа для лопаток, не имеющих наработки, до 80 МПа для лопаток с наработкой 984 часа.

Таким образом, одной из причин снижения выносливости хвостовиков лопаток с наработкой является релаксация остаточных сжимающих напряжений в процессе эксплуатации, полученных в результате упрочняю-

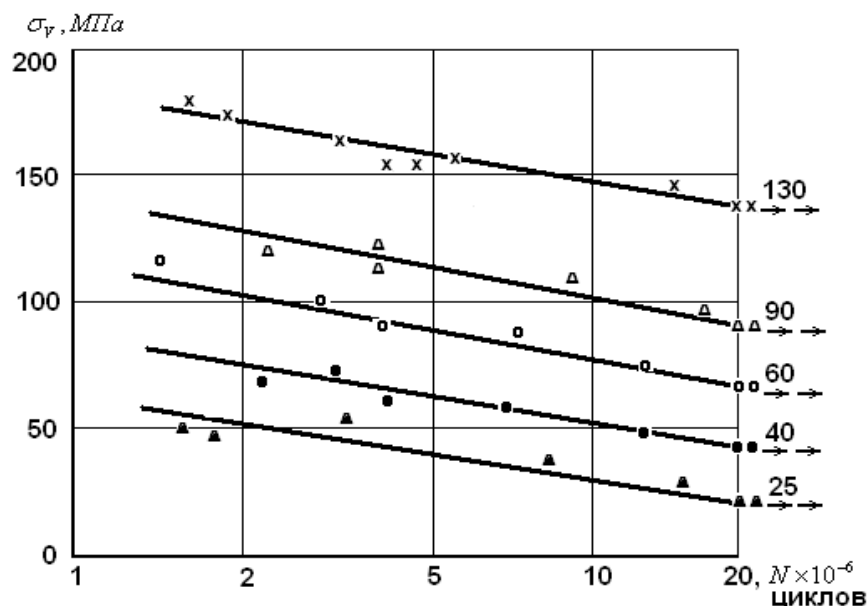


Рис. 2. Кривые выносливости хвостовиков лопаток при асимметричном нагружении ($\sigma_m = 250$ МПа):
 × - лопатки без наработки; Δ - лопатки без наработки с неупрочнёнными хвостовиками; O - лопатки с наработкой 221 часов; ● - лопатки с наработкой 159 часов; ▲ - лопатки с наработкой 984 часа

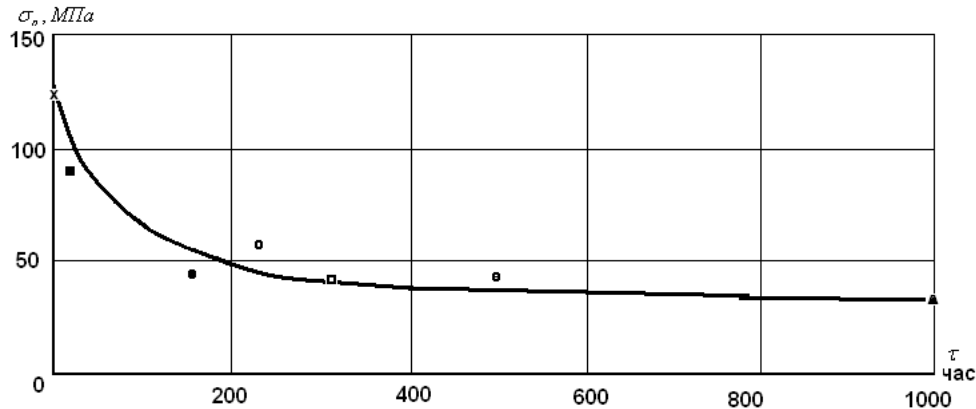


Рис. 3. Зависимость предела выносливости хвостовиков лопаток от величины наработки на двигателе

щей обработки (в данном случае обработка микрошариками) поверхности хвостовиков.

Установлено, что предел выносливости хвостовиков лопаток с наработкой 984 часа ниже предела выносливости неупрочнённых хвостовиков лопаток без наработки. Следовательно, существуют и другие факторы, вызывающие снижение выносливости хвостовиков в процессе наработки, механизм действия которых данным комплексом исследований не установлен.

Для определения характеристик выносливости материала лопаток при асимметричном нагружении проведены испытания образцов. Принципы действия данной установки и установки для испытания хвостовиков лопаток при асимметричном нагружении, описанной выше, аналогичны. Испытывались образцы с упрочнением и без упрочнения микрошариками. Пределы выносливости соответствуют полученным значениям при испытаниях упрочнённых и неупрочнённых хвостовиков лопаток без наработки.

Предельное состояние материала при асимметричном нагружении может быть описано зависимостью вида [3]:

$$\sigma_{Ra} = \sigma_{-1} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{II}} \right)^n, \tag{2}$$

где σ_{Ra} - предельная амплитуда переменных напряжений асимметричного цикла; σ_{-1} - предел выносливости при симметричном цикле; σ_m - среднее напряжение асимметричного цикла; σ_{II} - предел прочности материала; n - показатель степени (по Гудману $n = 1,0$, по Биргеру $n = 0,5$, по Степнову $n = 0,63$).

Анализ результатов испытаний показывает, что предельное состояние при асимметричном нагружении хвостовиков лопаток без наработки описывается зависимостью (2). Расчётные значения предельных амплитуд переменных напряжений при $\sigma_m = 250$ МПа составляют: по Гудмену $\sigma_{Ra} = 111$ МПа, по Степнову $\sigma_{Ra} = 126$ МПа, по Биргеру $\sigma_{Ra} = 129$ МПа. При испытаниях получено $\sigma_{Ra} = 130$ МПа. Однако по мере увеличения наработки наблюдается значительное рас-

Таблица 1. Величина остаточных напряжений на поверхности хвостовиков в зависимости от наработки

Наработка, ч	-	5	159	275	500	984
$\sigma_{ост}, МПа$	-780	-590	-480	-460	-362	-80

хождение экспериментальных данных с расчётными значениями. Например, для наработки 400 часов расчёт по вышеназванным зависимостям с учётом снижения предела выносливости при асимметричном нагружении с наработкой даёт $\sigma_{Ra} \approx 60 - 80$ МПа, при экспериментальном значении $\sigma_{Ra} = 40$ МПа. Значение показателя n при этом равняется 2. Следовательно, по мере наработки показатель степени в зависимости, описывающей предельное состояние хвостовиков лопаток при асимметричном нагружении, увеличивается, то есть кривая предельного состояния становится вогнутой и область допустимых соотношений статического и переменного напряжений уменьшается.

В результате проведённых экспериментальных исследований было установлено:

- предел выносливости хвостовиков лопаток снижается в процессе наработки на двигателе;

- с ростом наработки лопаток на двигателе происходит деформация кривой предельного состояния хвостовиков при асимметричном нагружении в сторону уменьшения допустимых соотношений статического и переменного напряжений;

- одной из причин снижения выносливости в процессе наработки является релаксация остаточных напряжений от упрочняющей обработки. Анализ полученных пределов выносливости показал, что существуют и другие факторы, влияющие на снижение выносливости хвостовиков лопаток в процессе наработки, механизмы действия которых выполненным комплексом исследований не установлены.

Сопоставление полученных результатов с результатами аналогичных исследований, проведённых ранее на лопатках турбины другого авиационного двигателя [4], по-

казывает, что выявленные закономерности сохраняются для широкого класса лопаток турбины из сплава типа ЖС.

Библиографический список

1. Серенсен, С. В. О сопротивлении усталости при сложном напряженном состоянии и симметричном цикле [Текст] / С.В. Серенсен // Некоторые вопросы усталостной прочности стали. – М.: Машгиз, 1953. – С.102.

2. Степнов, М. Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний [Текст] / М.Н. Степнов. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 232.

3. Форрест, П. Усталость металлов [Текст] / П. Форрест. – М.: Машиностроение, 1968. – С.352.

4. Колотников, М. Е. Выносливость хвостовиков лопаток турбины в условиях сложного напряженного состояния [Текст] / М. Е. Колотников, К. Г. Святышев, А. Н. Давыдов // Тез. докл. III Всесоюзн. симпоз. «Прочность материалов и элементов конструкций при сложном нагруженном состоянии». – Киев, 1989. – Ч. 1. – С. 68.

References

1. Serensen, S. V. Fatigue strength under combined stress and symmetry cycle [Text] / S. V. Serensen // Some issues of steel fatigue resistance. - M.: Mashgis, 1953. - 102 p.

2. Stepnov, M. N. Statistical processing of the results of mechanical tests [Text] / M. N. Stepnov. - M.: Mashinostroyeniye, 1972. - 232 p.

3. Forrest, P. Metal fatigue [Text] / P. Forrest. - M.: Mashinostroyeniye, 1968. - 352 p.

4. Kolotnikov, M. Ye. Endurance of turbine blade roots under combined stress [Text] / M. Ye. Kolotnikov, K. G. Svyatyshev, A. N. Davydov. - Kiev, 1989. - Part 1. - 68 p.

**FATIGUE RESISTANCE OF TURBINE BLADE ROOTS
UNDER COMBINED STRESS**

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

Joint Stock Company "KUZNETSOV", Samara

The paper presents the results of experimental study of vibration proof of gas turbine engine turbine blade roots made of ZhS30 monocrystal structure alloy under conditions of asymmetric vibration stress. The influence of different kinds of blade root surface hardening on the ultimate strength value was studied. Considerable reduction of ultimate stress after blade running has been found.

Stressed state, fatigue resistance, complex loading vibration stress cycle, blade root durability.

Информация об авторах

Гладков Александр Владимирович, начальник научно-исследовательского лабораторного комплекса, ОАО «КУЗНЕЦОВ». Область научных интересов: поузловая доводка двигателей, вибро- и тензометрия.

Соляников Виктор Анатольевич, кандидат технических наук, начальник конструкторского научно-исследовательского отделения, ОАО «КУЗНЕЦОВ». Область научных интересов: поузловая доводка двигателей, вибрационная прочность.

Жужукин Анатолий Иванович, инженер-конструктор, ОАО «КУЗНЕЦОВ». Область научных интересов: виброметрия, спекл – интерферометрия.

Gladkov Alexander Vladimirovich, head of GT engine component test development laboratory, Joint Stock Company "KUZNETSOV". Area of research: engine component test development, vibration and strain measuring.

Solyannikov Victor Anatolievich, doctor of technical sciences, head of design and research department, Joint Stock Company "KUZNETSOV". Area of research: engine component test development, vibration survival capability.

Zhuzhukin Anatoly Ivanovich, design engineer, Joint Stock Company "KUZNETSOV". Area of research: vibration measuring, speckle-interferometry.