

М.Е.Колотников, В.А.Соляников, К.Г.Святшнев,  
А.Н.Давыдов

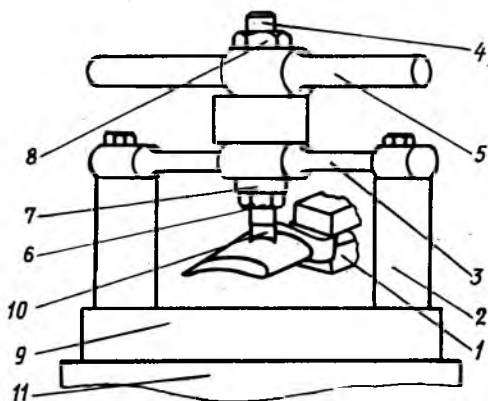
### ВЫНОСЛИВОСТЬ ХВОСТОВИКОВ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ПРИ АСИММЕТРИЧНОМ НАГРУЖЕНИИ

В настоящей работе рассмотрены результаты экспериментальных исследований выносливости хвостовиков рабочих лопаток турбины авиационного ГТД, изготовленных из жаропрочного никелевого сплава типа ЖС, при асимметричном нагружении. Цель исследования — выявление причин снижения характеристик выносливости хвостовиков лопаток в процессе эксплуатации.

При проведении испытаний в первой впадине хвостовика лопатки (со стороны пера) реализовывалось напряженное состояние, идентичное напряженному состоянию в эксплуатационных условиях и характеризуемое номинальными напряжениями растяжения  $\sigma_H$ , напряжениями изгиба  $\sigma_{из}$  и среза  $\tau$ . С учетом расчетных оценок обеспечивалось равенство эквивалентных напряжений в эксплуатационных и лабораторных условиях. 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 его удлиненной части, по которой задавался уровень нагружения и осуществлялся контроль за ним в процессе испытаний, в указанных местах было выполнено исследование статических и динамических напряжений. В результате установлено, что для обеспечения эксплуатационного уровня статической составляющей эквивалентного напряжения в зоне разрушения необходимо задать на удлиненной части хвостовика напряжение 250 МПа. При этом динамическая составляющая в первой впадине должна быть в 1,5 раза больше, чем на удлиненной части. В дальнейшем значения напряжений приводятся по показаниям тензорезистора, расположенного на удлиненной части хвостовика лопатки.

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

Установка состоит из поворотного устройства для закрепления лопатки по гребенке хвостовика I; несущих колонн 2; балки статического нагружения 3; толкателя 4, связанного с центрами балки статического нагружения 3 и двухплечевого резонатора 5; монтажной платформы 9, устанавливаемой на столе электродинамического вибратора II.



Р и с. I. Схема установки для нагружения хвостовика лопатки по асимметричному циклу

Принцип действия установки следующий. Испы-

туемая лопатка заземляется по гребенке хвостовика в устройстве I. Толкатель 4 упирается через специальную головку, выполненную по профилю, в спилку лопатки. Статическое нагружение осуществляется вертикальным перемещением толкателя с помощью гайки 6, накрученной 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 счет возбуждения с помощью электродинамического вибратора резонансных колебаний системы.

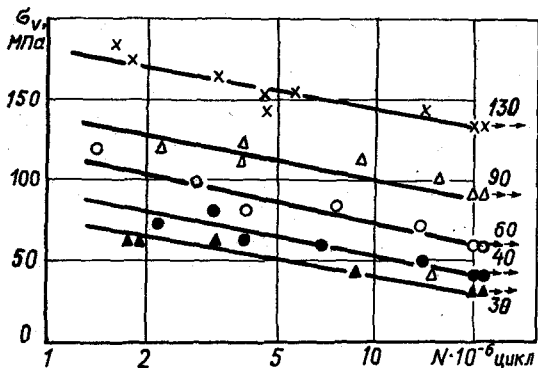
Испытания лопаток проводились при нормальной температуре на базе  $N_{\sigma} = 20 \cdot 10^6$  цикл. Уровень статических напряжений задавался по электронному измерителю деформаций ЭИД-3 и контролировался с помощью модифицированного измерителя вибрации и напряжений ИВН-М. Уровень переменных напряжений задавался по измерителю вибрации и напряжений ИВН и поддерживался в процессе испытаний с помощью автоматического регулятора механического нагружения АРМ-4, обеспечивающего слежение на резонансной частоте колебаний и поддержание заданного уровня переменных напряжений. Частота колебаний системы регистрировалась электронным частотомером и составляла  $f_0 = 670 \dots 690$  Гц. При по-

явлении трещины в хвостовике лопатки резонансная частота менялась слабо. Это связано с тем, что испытания проводились на резонансной частоте установки, значение которой определялось не столько жесткостью лопатки, сколько жесткостью всей системы. Поэтому использование традиционного при усталостных испытаниях признака снижения частоты в качестве критерия разрушения не являлось достаточно корректным. За критерий разрушения принималось перераспределение напряжений на удлиненной части хвостовика и на спинке в корневом сечении пера. После испытаний все лопатки подвергались ЛКМ-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 были найдены параметры кривых выносливости, имеющих вид

$$N e^{C \sigma_a} = B, \quad (1)$$

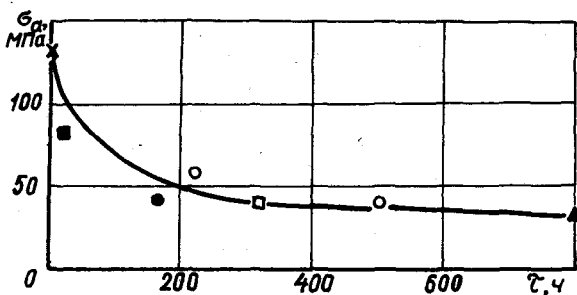
где  $\sigma_a$  — амплитудное значение переменных напряжений;  $N$  — число циклов до разрушения;  $B$  и  $C$  — постоянные, определяемые из испытаний.



Р и с. 2. Кривые выносливости хвостовиков лопаток при асимметричном нагружении ( $\sigma_m = 250$  МПа): x — лопатки без наработки; Δ — лопатки без наработки с неупрочненными хвостовиками; ○ — лопатки с наработкой 219 ч; ● — лопатки с наработкой 162 ч; ▲ — лопатки с наработкой 823 ч

Полученные кривые выносливости представлены на рис. 2. Видно, что выносливость хвостовиков лопаток по мере наработки на двигателе 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



Р и с. 3. Зависимость предела выносливости хвостовиков лопаток от величины их наработки на двигателе

из рисунка, наиболее резкое падение характеристик выносливости происходит в первые 150...200 ч работы на двигателе. С целью выявления причин снижения выносливости хвостовиков с наработкой было выполнено исследование остаточных напряжений в их поверхностном слое. Результаты исследования представлены в таблице.

Величина остаточных напряжений в поверхностном слое хвостовиков в зависимости от наработки

Наработка, ч	-	5	162	275	500	823
бост, МПа	-800	-600	-520	-450	-350	-80

Видно, что с наработкой лопаток на двигателе происходит релаксация остаточных напряжений. Исследования показали, что одной из причин снижения выносливости хвостовиков лопаток с наработкой является релаксация остаточных сжимающих напряжений в процессе эксплуатации, полученных в результате упрочняющей обработки (в данном случае обдувки микрошариками) поверхности хвостовиков.

Из рис. 2 видно, что предел выносливости хвостовиков лопаток с наработкой 823 ч ниже предела выносливости неупрочненных 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 упрочненных и неупрочненных хвостовиков лопаток без наработки.

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

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right)^n, \quad (2)$$

где  $\sigma_a$  - предельная амплитуда переменных напряжений асимметричного цикла;  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости при симметричном цикле;  $\sigma_m$  - среднее напряжение асимметричного цикла;  $\sigma_B$  - предел прочности материала;  $n$  - показатель степени (по Гудману значение  $n$  равняется 1,0; по Биргеру - 0,5; по Степнову - 0,63).

Расчетные значения предельных амплитуд переменных напряжений при  $\sigma_m = 250$  МПа составляют по Гудману  $\sigma_a = 111$  МПа, по Степнову  $\sigma_a = 126$  МПа, по Биргеру  $\sigma_a = 129$  МПа. При испытаниях получено значение  $\sigma_a = 130$  МПа. Однако по мере увеличения наработки наблюдается значительное расхождение экспериментальных данных с расчетными значениями. Например, расчет по зависимостям (1), (2) с учетом снижения предела выносливости при симметричном нагружении с наработкой 400 ч дает значения предельных напряжений  $\sigma_a = 60 \dots 80$  МПа, при этом экспериментальное значение  $\sigma_a = 40$  МПа ( $n = 2$ ). Следовательно, по мере наработки показатель степени в зависимости, описывающей предельное состояние хвостовиков лопаток при асимметричном нагружении, увеличивается, т.е. кривая предельного состояния становится вогнутой и область допустимых соотношений статического и переменного напряжений уменьшается.

**В ы в о д н ы.** 1. Разработана методика проведения усталостных испытаний хвостовиков лопаток при асимметричном цикле нагружения.

2. Выполнены экспериментальные исследования выносливости хвостовиков рабочих лопаток турбины одного из авиационных ГТД, изготовленных из жаропрочного никелевого сплава типа ЖС, при асимметричном нагружении.

3. Получена зависимость предела выносливости хвостовиков лопаток от наработки на двигателе, указывающая на значительное снижение выносливости хвостовиков в процессе наработки.

4. Показано, что с наработкой лопаток на двигателе происходит деформация кривой предельного состояния хвостовиков при асимметричном нагружении в сторону уменьшения допустимых соотношений статического и переменного напряжений.

5. Установлено, что 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, механизм действия которых выполненным комплексом исследований не установлен.

#### Библиографический список

1. Серенсен С.В. О сопротивлении усталости при сложном напряженном состоянии и симметричном цикле //Некоторые вопросы усталостной прочности стали. - М.: Машгиз, 1953. - С. 102-115.

2. Степнов М.Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний. - М.: Машиностроение, 1972. - 232 с.

3. Форрест П. Усталость металлов. - М.: Машиностроение, 1968. - 352 с.

УДК 621.643.4

А.И.Крюков, А.А.Сидоренко, Ф.С.Хусаинов

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ СИЛЬФОННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ ГТД ПРИ ВИБРАЦИОННОМ НАГРУЖЕНИИ

В проблеме надежности авиационной техники наиболее важной и сложной задачей является обеспечение усталостной прочности конструкций.

Известно, что уравнение кривой усталости с использованием линейного регрессионного анализа имеет вид