

следовано влияние неравномерности приложенной нагрузки и сил трения, действующих по поверхности контакта лопатки с диском.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Мавлютов Р. Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций. — М.: Наука, 1981. — 144 с.
2. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. — М.: Мир, 1979. — 329 с.
3. Морозов Е. М., Никишков Г. П. Метод конечных элементов в механике разрушения. — М.: Наука, 1980. — 256 с.

УДК 620.178.3

В. М. Дулякин, А. А. Чураков, Х. С. Хазанов

#### ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

При создании новых конструкций потребность в оценке их усталостной прочности при заданных эксплуатационных нагрузках возникает уже на ранних стадиях проектирования. В связи с отсутствием самой конструкции проведение традиционных натуральных испытаний исключается. Поэтому в настоящей статье предлагается иной подход, в основе которого лежат испытания образцов, изготавливаемых из одинакового с конструкцией материала. Полученные таким образом образцы испытываются далее при двухступенчатом нагружении в соответствии с методикой, изложенной в работе [1]. При этом на первой ступени нагрузки образцы подвергаются случайному нагружению таким образом, чтобы истинные напряжения, определяемые по Нейберу [2], в наиболее напряженных точках образца и конструкции изменялись во времени по одному и тому же закону, а их среднеквадратичные значения  $\bar{S}$  были бы одинаковыми. Поэтому предварительно путем расчета должны быть определены наиболее напряженные места конструкции. Принимается предположение о том, что эквивалентные гармонические режимы нагружения для конструкции будут в этом случае соответствовать эквивалентным напряжениям  $\sigma_{\bar{S}}$ , полученным для образцов.

Определив эквивалентный гармонический режим нагружения, можно оценить и ресурс конструкции. Для этого необходи-

мо иметь для нее кривую усталости при гармоническом нагружении. Эта кривая может быть определена путем пересчета кривой усталости образцов, полученной при гармоническом нагружении на основании статистической теории усталостной прочности [3]. Она позволяет достаточно точно прогнозировать влияние масштабного фактора, изменение формы детали и вида напряженного состояния.

Рассмотрим предлагаемую методику на примере определения эквивалентных режимов нагружения и долговечности сварной цилиндрической оболочки (рис. 1), изготовленной из алюминиевого сплава АМг-6М, при случайном нагружении на заданных уровнях среднеквадратичного отклонения (СКО). Случайное нагружение имитирует здесь реальные условия эксплуатации.

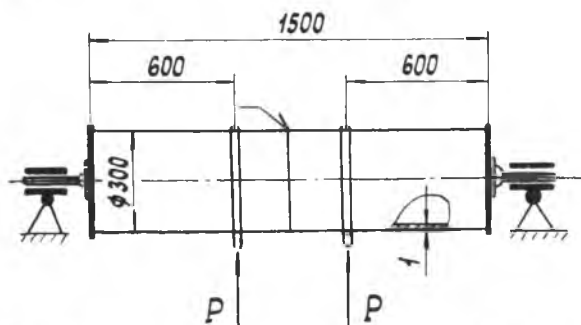


Рис. 1. Схема нагружения цилиндрической оболочки

В соответствии с вышесказанным из сплава АМг-6М были изготовлены плоские образцы с концентратором в виде круглого отверстия.

Для определения функции остаточной долговечности были проведены испытания образцов при двухступенчатом гармоническом нагружении. Испытания проводились на пяти уровнях первой ступени нагружения при ее длительности  $t = 600$  с. На каждом уровне испытывалось не менее шести образцов. Величина напряжения второй ступени нагружения  $\sigma_0 = 204$  МПа. Для обоснования выбора величин  $t$  и  $\sigma_0$  проводились специальные исследования.

За долговечность по моменту образования трещины принималось время, за которое трещина достигала длины 0,05 мм. После обработки результатов этих испытаний функция остаточной долговечности для 50% вероятности может быть записана в виде

$$\bar{\sigma} = 1,103 - 0,291 \bar{T}_{\text{ост}} .$$

Здесь  $\sigma = \frac{\sigma}{\sigma_0}$  — относительный уровень напряжения на первой ступени нагружения;  $T_{\text{ост}} = \frac{T_{\text{ост}}}{T_0}$  — относительная долговечность на второй ступени нагружения;  $T_0$  — долговечность образцов на уровне  $\sigma_0$  ( $T_0 = 1100$  с).

Для определения напряжений, эквивалентных заданным уровням СКО случайной нагрузки, были проведены двухступенчатые испытания аналогичных образцов, при этом на первой ступени испытания проводились при случайном нагружении в течение 600 с. Максимальные значения истинных напряжений в образце изменялись по такому же закону, что и в оболочке, а их средне-

квадратичные значения  $S$  в наиболее напряженных местах образца и оболочки принимались равными. Результаты испытаний представлены в табл. 1. Подставляя эти значения  $\bar{T}_{\text{ост}}$  в (1), получаем расчетным путем гармонические режимы нагружения  $\varepsilon_3$ , эквивалентные заданным случайным, которые также представлены в табл. 1. В соответствии с ранее изложенным считаем, что они будут эквивалентными и для рассматриваемой конструкции.

Кривую усталости конструкции при гармоническом нагружении получим расчетным путем по кривой усталости образцов из сплава АМг-6М. Результаты этого расчета приведены в работе [4].

Расчетная кривая усталости сварной цилиндрической оболочки для вероятности  $P = 0,5$  представлена на рис. 2 (кривая 2). На этом же рисунке показана исходная кривая усталости образцов из алюминиевого сплава АМг-6М (кривая 1).

Использование статистической теории подобия усталостного разрушения для расчетного определения долговечности деталей по результатам испытания образцов в настоящее время нашло широкое распространение. Ее надежность для деталей машины проверена на обширном экспериментальном материале [5]. Здесь же мы имеем дело с тонкостенной конструкцией. Поэтому сопоставление результатов расчета с прямым экспериментом представляет определенный интерес.

Для этого рассматриваемая конструкция была испытана на трех уровнях гармонической нагрузки. Полученные значения

Т а б л и ц а 1

$S$ , МПа	$T'_{\text{ост}} = \frac{T'_{\text{ост}}}{T_0}$	$\varepsilon_3$ , МПа
116	0,15	216
91	0,44	199
70	0,73	182
54	0,9	172

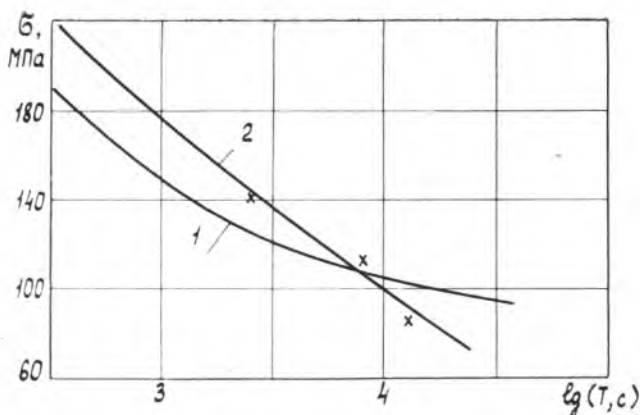


Рис. 2. Кривые усталости образцов и конструкции при гармонических нагрузках: 1 — образец, эксперимент; 2 — конструкция, расчет; × — конструкция, эксперимент

долговечности нанесены крестиками на рис. 2. Видно, что и в случае тонкостенной конструкции результаты расчета удовлетворительно согласуются с экспериментом.

Таблица 2

$\sigma$ , МПа	$T_{рас}$ , кс	$T_{экс}$ , кс	$\Delta$ , %
116	360	375	4,0
91	570	590	3,4
70	880	980	10,2
54	1210	1300	7,4

Используя полученные значения  $\sigma_a$ , находим по кривой усталости конструкции при гармонических нагрузках (кривая 2 на рис. 2) ее расчетную долговечность  $T_{рас}$  при реальном эксплуатационном режиме нагружения. Результаты приведены в табл. 2. Для сравнения здесь же приведены значения долговечности  $T_{экс}$  конструкции, экспериментально полученные при случайном нагружении.

Из таблицы видно, что погрешность расчетного определения долговечности  $\Delta$ , получаемая из соотношения

$$\Delta = \frac{T_{экс} - T_{рас}}{T_{экс}} 100\%,$$

имеет допустимые значения.

Приведенные данные показывают, что использование рекомендуемой методики в расчетной практике позволяет достаточно надежно прогнозировать ресурс тонкостенной конструкции на стадии проектирования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чураков А. А. К определению эквивалентных режимов нагружения. — В сб.: Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. — Куйбышев: КуАИ, 1975, вып. 2. — с. 112—116. \*
2. Нейбер Г. Теория концентрации напряжений в призматических стержнях, работающих в условиях сдвига, для любого нелинейного закона, связывающего напряжения и деформации. — Периодический сборник переводов иностранных статей; Механика, 1961, № 4 (68). — с. 48—56.
3. Дуплякин В. М., Мостовой А. С. К вероятностному расчету кривых усталости детали по результатам испытаний образцов. — В сб.: Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. — Куйбышев: КуАИ, 1975, вып. 1. — с. 134—139.
4. Дуплякин В. М. Прогнозирование появления первой макротрещины в цилиндрической оболочке по результатам усталостных испытаний плоских образцов двух типоразмеров. — В сб.: Вопросы прочности и долговечности элементов авиационных конструкций. — Куйбышев: КуАИ, 1977, вып. 3. — с. 93—97.
5. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. — М.: Машиностроение, 1975 — 488 с.

УДК 621.882.6:539.4

*Ф. В. Еделькин*

### РАСЧЕТ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ УПЛОТНЕНИЙ КОНТАКТИРУЮЩИХ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

Для сохранения герметичности разъемного соединения необходимо, чтобы сила обжатия на уплотняющей поверхности прокладки была не ниже некоторой величины, зависящей от внутреннего давления рабочей среды, температуры, материала и конструкции уплотнения, а также от точности обработки уплотняющих поверхностей.

В трубопроводах двигателей летательных аппаратов широкое распространение получили контактирующие фланцевые соединения, имеющие малые габариты и вес по сравнению с неконтактирующими фланцевыми соединениями.

Однако отсутствие единой методики расчета на герметичность уплотнений контактирующих фланцевых соединений приводит к увеличению объема доводочных работ при запуске изделий, к многочисленным экспериментальным исследованиям в завод-