

С. М. ЛЕЖИН, С. И. ИВАНОВ

ВЛИЯНИЕ МОНТАЖНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ПОСТОЯННОГО ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ АВИАЦИОННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ИЗГИБНЫМ ВИБРАЦИЯМ

Усталостные поломки трубопроводов, являющиеся результатом изгибных вибраций, происходят, как правило, в соединениях трубки с ниппелем и колодками зажима. Такое положение поломок объясняется тем, что в указанных сечениях трубки действуют большие переменные напряжения, имеется концентрация напряжений и при монтаже создаются наибольшие начальные напряжения [1].

Монтажные напряжения возникают за счет монтажных неточностей [1] и, даже при их относительно небольшой величине, превышают предел текучести. Эти напряжения снижают сопротивление трубопроводов изгибным вибрациям и поэтому должны быть ограничены.

Величина монтажных напряжений определяется неточностью, диаметром, длиной и конфигурацией трубопровода, а также материалом, из которого изготовлена трубка.

Влияние перечисленных факторов было изучено [1] и оказалось, что связь между неточностями и монтажными напряжениями, выраженная в относительных величинах, зависит только от материала и не зависит от типа неточности, диаметра, длины и конфигурации трубки.

В качестве относительной неточности рассматривалось отношение $\frac{\Delta}{\Delta_s}$, где Δ — любая простая неточность и Δ_s — значение этой неточности, которое приводит к монтажным напряжениям, достигающим предела текучести. Следовательно, влияние монтажных напряжений на сопротивление вибрациям достаточно установить на трубке с любой конфигурацией и при любой простой неточности.

Поэтому усталостные испытания проводились на трубке с прямой осью, монтажные напряжения в которой создавались перемещением одного конца образца.

Усталостные испытания проводились на установке, схема которой представлена на фиг. 1.

Трубка 1 с соединением одним концом крепится к подвижной каретке 2, а другим через хомутик 3 и водило 4 к эксцентрику 5, который приводится от электромотора.

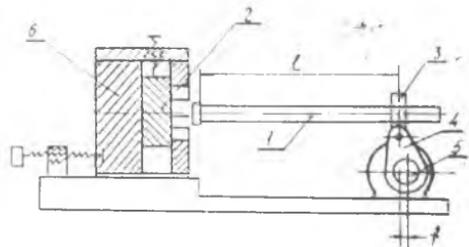
Выборная для испытаний неточность Δ задается перемещением каретки 2 в вертикальном направлении.

Изменение переменной составляющей напряжений в опасном сечении при постоянном эксцентриситете f достигается изменением рабочей длины трубки (l). Это осуществляется на установке перемещением стойки 6 в горизонтальном направлении. Установка снабжена автоматикой для отключения при поломке образца. Число циклов изменения напряжения фиксируется счетчиком.

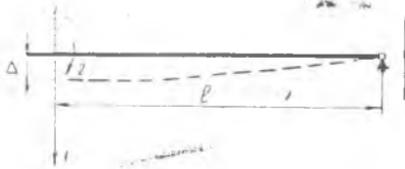
На установке предусмотрено устройство для усталостных испытаний трубок при действии постоянного внутреннего давления. Во внутреннюю полость трубки подается масло с заданным давлением. Масляный насос соединяется с трубкой гибким шлангом через каретку 2.

Непосредственно за насосом установлен обратный клапан. Гибкий шланг одновременно выполняет роль аккумулятора. Возле штуцера установлен манометр.

Для оценки влияния монтажных напряжений на выносливость в результате испытаний должна быть установлена зависимость $\sigma_{га} = \varphi\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$, где $\sigma_{га}$ — предельная амплитуда напряжений от изгиба и $\frac{\Delta}{\Delta_s}$ — относительная неточность, определяющая уровень монтажных напряжений.



Фиг. 1.



Фиг. 2.

Рассматривая образец как консольную балку с податливым закреплением, можно установить связь между перемещением конца образца и наибольшим напряжением в соединении трубки с ниппелем.

$$\Delta = \frac{W \left(\frac{l^3}{3EI} \sigma_{11} + 2l\sigma_{12} + l^2\sigma_{22} \right)}{l} \quad (1)$$

В этой формуле

Δ — перемещение свободного конца образца;

σ — напряжение в опасном сечении (сечение перехода трубки в раструб);

W — момент сопротивления сечения трубки изгибу;
 l — рабочая длина образца;
 II — иная жесткость трубки;

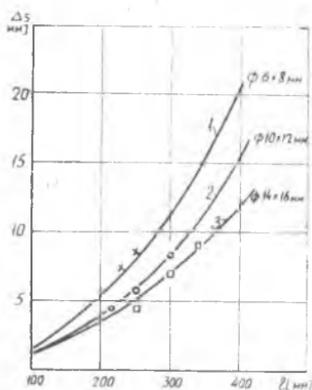
$\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{22}$ — податливости места крепления трубки по направлениям, указанным на фиг. 2 (определяются экспериментальным путем).

Формулу (1) можно применить для определения Δ_s , положив в ней $\sigma = \sigma_{\text{т}}$, где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести материала трубки.

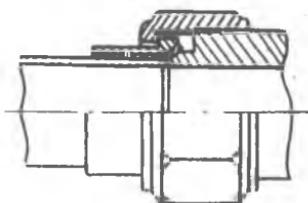
$$\Delta_s = \frac{\sigma_{\text{т}} W \left(\frac{l^3}{3EI} + \delta_{11} + 2l\delta_{12} + l^2\delta_{22} \right)}{l} \quad (2)$$

По формуле (2) построены графики зависимости $\Delta_s = \Psi(l)$ (фиг. 3) для трубок из X18H10T с различными диаметрами.

Усталостные испытания образца проводились при заданных значениях $\frac{\Delta}{\Delta_s}$ и амплитуды переменных напряжений σ_a .



Фиг. 3.



Фиг. 4.

Требуемое значение амплитуды напряжений σ_a обеспечивалось выбором соответствующей рабочей длины трубки l . Эта длина определялась из следующего кубического уравнения.

$$l = \frac{\sigma_a W \left(\frac{l^3}{3EI} + \delta_{11} + 2l\delta_{12} + l^2\delta_{22} \right)}{\Delta_s} \quad (3)$$

По вычисленной длине l с помощью графиков на фиг. 3 определялось значение Δ_s , а затем Δ , исходя из заданного значения $\frac{\Delta}{\Delta_s}$.

Монтажные напряжения, отвечающие заданной неточности, создавались перемещением каретки 2 (фиг. 1) на величину Δ при закрепленном правом конце образца и среднем положении эксцентрика.

Усталостные испытания проводились на трубках из X18H10T с соединением по наружному конусу с зазором (фиг. 4).

Переход цилиндрической части трубки в раструб выполнен для трубок всех диаметров по радиусу $r = 2,2 \div 2,7$ мм.

База испытаний $N = 10^7$ циклов.

Для получения величины предельной амплитуды напряжений для заданного $\frac{\Delta}{\Delta_s}$ испытывалось от 10 до 15 образцов. Поломки происходили в сечении перехода от трубки к раструбу.

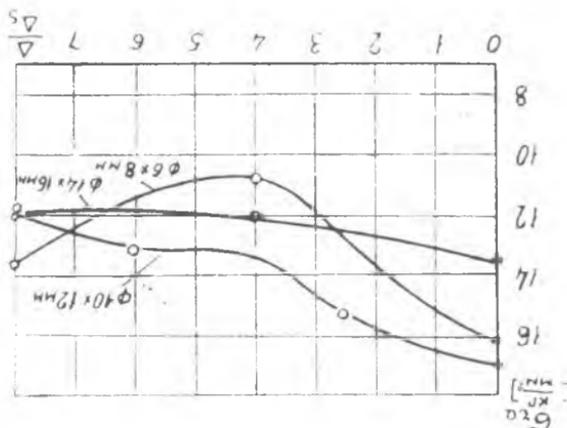
Результаты испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1

Диаметр трубки [мм]	8 6					12; 10					16 14				
	$\frac{\Delta}{\Delta_s}$	0	2,5	4	6	8	0	2,5	4	6	8	0	2,5	4	6
$\sigma_{ра}$ кг/мм ²	16,2		10,8		13,6	17	15,3	13,3	13,1	12	13,5		12,1		11,9

На фиг. 5 изображены кривые, построенные по данным таблицы № 1.

Рассматривая сопротивление изгибным вибрациям при симметричном цикле ($\frac{\lambda}{\lambda_s} = 0$), (трубка 12×10 мм), следует отметить



Фиг. 5.

сравнительно высокий предел выносливости соединения ($\sigma_{-1} = 17$ кг/мм²), что обеспечено достаточно большим радиусом ($2,2 \div 2,7$ мм) перехода трубки в раструб.

Такое же соединение, выполненное по прежним нормам с $r = 1$ мм, имело заметно меньшее сопротивление ($\sigma_{-1} = 10$ кг/мм²).

Увеличение предела выносливости произошло за счет снижения концентрации напряжений.

Для соединения с трубкой $\varnothing 16 \times 14$ мм σ_{-1} ниже чем для двух других диаметров, т. к. в этом случае отношение $\frac{r}{D}$ оказывается наименьшим, что свидетельствует о наибольшей концентрации напряжений.

Соединения с трубкой $\varnothing 8 \times 6$ мм и $\varnothing 12 \times 10$ мм по отношению $\frac{r}{D}$ находятся в области небольших концентраций напряжений, когда последние почти не сказываются на выносливости и поэтому σ_{-1} трубок различаются лишь на величину в пределах рассеяния исследуемой характеристики.

Анализируя полученную зависимость $\sigma_{ra} = \varphi\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$, (фиг. 5), следует обратить внимание на то, что при увеличении $\frac{\Delta}{\Delta_s}$ предельная амплитуда уменьшается, а далее, начиная с некоторых значений $\frac{\Delta}{\Delta_s}$ падение σ_{ra} замедляется ($\varnothing 12 \times 10$ и $\varnothing 16 \times 14$) либо сменяется возрастанием ($\varnothing 8 \times 6$ мм).

Такое изменение исследуемой зависимости характерно для соединения с зазором и, видимо, вызвано некоторой разгрузкой опасного сечения за счет подпора со стороны торца ниппеля после выбора зазора при создании монтажных напряжений.

Подпор со стороны ниппеля и, как следствие этого, разгрузка проявляются, начиная с некоторого уровня монтажных напряжений $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$, зависящего от величины зазора между трубкой и ниппелем.

Указанный зазор не является стабильным, что приводит к нестабильности основной характеристики сопротивления вибрациям σ_{ra} .

Следовательно, с точки зрения доводки изделий и надежности в эксплуатации, соединение с зазором является нежелательным и его следует заменять соединением с натягом между ниппелем и трубкой.

Оценивая влияние монтажных напряжений на сопротивление соединения переменным напряжениям, следует иметь в виду, что результаты, полученные в нашей работе, применимы в случае возбуждения трубки перемещением конца в режиме, достаточно удаленном от резонансного.

При возбуждении трубки силами инерции условия работы опасного сечения будут иными. Различие заключается в неодинаковом уходе средних деформаций за первые циклы нагружения.

При возбуждении трубки перемещением конца уходом средних деформаций можно пренебречь, а при возбуждении силами инерции этот уход нужно учитывать, что приведет в конечном счете к уменьшению значений σ_{ra} при соответствующих значениях $\frac{\Delta}{\Delta_s}$.

Пересчет зависимости $\sigma_{ra} = \varphi\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$ на случай возбуждения сила-

ми инерции затруднений не представляет и всегда может быть осуществлен.

На установке, которая описана в настоящей статье, были проведены также усталостные испытания трубок на изгиб с постоянным внутренним давлением.

Эксперимент проводился на трубках $\varnothing 12 \times 10$ мм при $\frac{\Delta}{\Delta_s} = 8$ и давлении масла в трубке $220 \div 250$ атм.

По результатам этих испытаний $\sigma_{ra} = 11,8$ кг/мм². В случае без давления $\sigma_{ra} = 12$ кг/мм² (см. таблицу 1). Следовательно, постоянное давление масла в трубке до 250 атм на выносливость практически не влияет. Полученная в настоящей работе зависимость $\sigma_{ra} = \Phi\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$ может быть использована для разработки норм на допустимые монтажные неточности.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. И. Иванов, С. М. Лежин. «Монтажные напряжения в трубопроводах авиационных систем при упруго-пластических деформациях». Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей, труды КуАИ, вып. XIX 1965.