

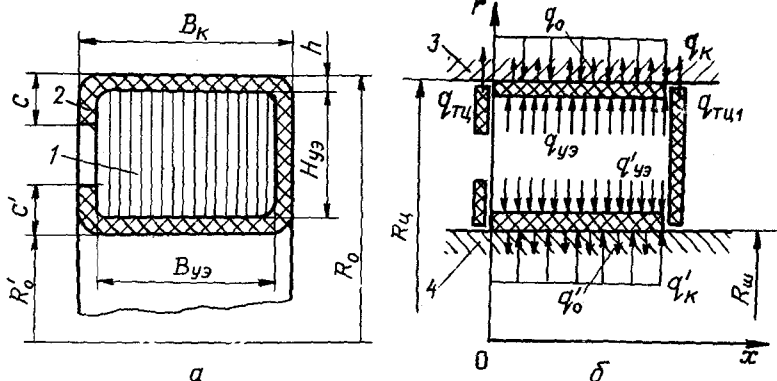
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОЛИМЕРНОЙ ОБОЛОЧКИ
НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ РАДИАЛЬНЫХ УПЛОТНЕНИЙ
С УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТОМ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

Разработанные в Куйбышевском авиационном институте радиальные уплотнения, включающие тонкостенную незамкнутую оболочку из полимерного материала и упругий элемент из материала МР, способны работать в широком диапазоне температуры при высокой агрессивности уплотняемой среды. Такие уплотнения используются в подвижных соединениях возвратно-поступательного движения. Слабая зависимость жесткостных и геометрических характеристик материала МР от температуры позволяет компенсировать температурную деформацию и увеличение жесткости оболочки при снижении температуры /1/.

Исходное состояние уплотнений зависит от остаточных напряжений, возникающих в деталях при изготовлении кольца. Упругий элемент и оболочку изготовляют отдельно и собирают в специальном приспособлении. Собранный элемент подвергается термофиксации, заключающейся в нагревании до температуры 573 ± 5 К и выдержке в течение 30...45 мин. Целью этой операции является окончательное формирование геометрии, в частности получение у краев оболочки торцевых поясков, препятствующих ее сползанию с упругого элемента. В процессе термофиксации сводятся к минимуму напряжения, возникающие при сборке уплотнительного кольца.

Размеры сечения уплотнительного кольца показана на рис. 1,а. Здесь R_0 и R'_0 - радиусы наружной и внутренней поверхности оболочки; h - толщина оболочки; H_{y3} - высота сечения упругого элемента; c, c' - ширина торцевых поясков. В собранном уплотнении кольцо контактирует по наружному диаметру с цилиндром радиусом R_4 (рис. 1,б), а по внутреннему - со штоком ($R_{ш}$).

Для удобства анализа запишем все размеры уплотнения в относительном виде. Причем размеры, характеризующие контакт с цилиндром, будем делить на R_4 , контакт со штоком - на $R_{ш}$: $\bar{R} = R_{ш}/R_4$ - радиус уплотнения; $\bar{h} = h/R_4$ - толщина оболочки; $\bar{H}_{y3} = H_{y3}/R_4$ - относительная высота сечения упругого элемента; $\bar{c} = c/R_4$ - ширина торцевого пояска оболочки.



Р и с. 1. Схема уплотнения: а - уплотнительное кольцо до сборки; б - расчетная схема; 1 - упругий элемент; 2 - оболочка; 3 - цилиндр; 4 - шток

Контактное давление в уплотнении, во многом определяющее работоспособность уплотнительного узла, обеспечивается деформацией упругого элемента и оболочки при монтаже кольца, а также давлением уплотняемой среды. Монтажный натяг по наружному диаметру $n = R_0 - R_4$, а по внутреннему - $n' = R_{ш} - R'_0$. Положительными будем считать деформации, увеличивающие контактное давление. Относительный натяг при монтаже уплотнения $\bar{n} = n/R_4$; $\bar{n}' = n'/R_{ш}$. Пренебрегая уменьшением толщины оболочки, получим деформацию

$$\epsilon_{y3} = \frac{n + n'}{H_{y3}} = \frac{\bar{n} + \bar{n}' R}{\bar{H}_{y3}} = \frac{1 - \bar{R} - 2\bar{h}}{\bar{H}_{y3}}$$

В дальнейшем будем рассматривать в основном зону контакта уплотнительного кольца с цилиндром, а параметры, относящиеся к зоне контакта со штоком, определим по аналогии.

Расчет контактного давления и результаты исследования его изменения в диапазоне температуры 4...293 К для упрощенной модели уплотнения, не учитывающей упругость торцевых поясков у краев оболочки, представлены в работе [2]. Однако, как показали испытания уплотнений при температуре 77 К, торцевые пояски вызывают значительное изменение герметичности. Поэтому авторами разработана методика, позволяющая учитывать влияние торцевых участков оболочки на контактное давление в уплотнении.

Давление, создаваемое оболочкой, состоит из давления, вызванного деформацией цилиндрического участка $q_{0ц}$, и давлений от торцевых участков $q_{тц}$ и $q_{тц1}$. В общем случае

$$q_0 = q_{0ц} + q_{тц} + q_{тц1}$$

В используемых уплотнениях цилиндрические участки можно рассматривать как тонкостенные короткие оболочки, поэтому

$$q_{0ц} = \frac{\bar{n} E_0 \bar{h}}{(1 + \bar{n} - 0,5 \bar{h})^2},$$

где E_0 - модуль упругости материала оболочки.

Рассмотрим случай I, когда деформации торцевых и цилиндрического участков можно считать независимыми. Такая расчетная схема применима к смонтированному уплотнению, если натяг положителен ($\bar{n} > 0$ или $\bar{n}' > 0$). При этом по краям зоны контакта на торцевых участках давление резко возрастает, так как жесткость этих участков выше, чем цилиндрического. Обычно деформация торцевых участков в процессе монтажа уплотнения сопровождается потерей устойчивости, в результате чего пояски изгибаются и их жесткость в радиальном направлении значительно снижается. Потере устойчивости способствует плавность переходов между цилиндрическим и торцевыми участками оболочки. Величину $q_{тц}$ в случае потери устойчивости найдем из выражения [3]

$$q_{тц} = K_{уст} \frac{\pi^2 \bar{h}^2 E_0}{12(1 - \mu^2)(\bar{n} + 1)^2}.$$

Здесь $K_{уст}$ - коэффициент, учитывающий условия заделки краев и ширину кольца; μ - коэффициент Пуассона материала оболочки.

Потеря устойчивости произойдет при деформации

$$\bar{n} = K_{уст} \frac{\pi^2 \bar{h}^2}{12(1 - \mu^2) R_0^2}.$$

При натягах до начала потери устойчивости торцевые пояски создают давление, которое можно определить из уравнения Ляме применительно к кольцу, нагруженному радиальной нагрузкой. Поскольку радиальное перемещение точек, расположенных по периферии кольца, известно и равно n , давления $q_{тц}$ и $q_{тц1}$ составляют

$$q_{тц} = \frac{E_0 \bar{n}}{1 + \bar{n} - \bar{h}} \left[\frac{2(1 + \bar{n} - \bar{h})^2}{\bar{c}(2 + 2\bar{n} - 2\bar{h} - \bar{c})} - 1 - \mu \right];$$

$$q_{T\psi 1} = \frac{E_0 \bar{n}}{1 + \bar{n} - \bar{h}} \left[\frac{8(1 + \bar{n} - \bar{h})^2}{\bar{H}_{y_3}(4 - 4\bar{n} - 4\bar{h} - \bar{H}_{y_3})} - 1 - \mu \right].$$

В случае 2 оболочка в свободном состоянии (без упругого элемента) имеет $R_0 < R_4$ или $R_0' > R_{\psi}$. При наличии упругого элемента контактное давление может быть положительным вследствие действия давления упругого элемента и уплотняемой среды. В этом случае оболочка уменьшает контактное давление. Погонная нагрузка от торцевых поясков приложена к краям цилиндрического участка оболочки. Рассмотрим равновесие нагрузок между деталями уплотнительного кольца, смонтированного по внутреннему диаметру с натягом, но свободного по наружному. Давление упругого элемента q_{y_3} уравновешено нагрузками, вызванными деформацией цилиндрического и торцевых участков оболочки. Его величина определяется суммарным натягом по наружному и внутреннему диаметрам уплотнения.

Воспользовавшись методом расчета тонкостенных коротких оболочек [3], определим деформации цилиндрического участка оболочки под действием распределенной нагрузки упругого элемента

$$y_a = \frac{q_{y_3} R_0 (1 + \bar{n} - \bar{h}/2)^2}{E_0 \bar{h}}$$

и сосредоточенной нагрузки $q_{T\psi} h$ в сечении $x = 0$ (см. рис. 1, б)

$$y_b(x) = \frac{q_{T\psi} h}{D \xi^3} \left[\psi K_0(\xi x) - \varphi K_1(\xi x) + K_3(\xi x) \right],$$

где $y_b(x)$ - радиальная деформация оболочки в сечении x от действия нагрузки $q_{T\psi}$;

D - цилиндрическая жесткость оболочки;

φ, ψ - параметры, определяемые из граничных условий на краях оболочки;

$$\xi = \sqrt{\frac{3(1 - \mu^2)}{R_0^4 \bar{h}^2}};$$

$K_0(\xi x), K_3(\xi x)$ - функции Крылова;

μ - коэффициент Пуассона.

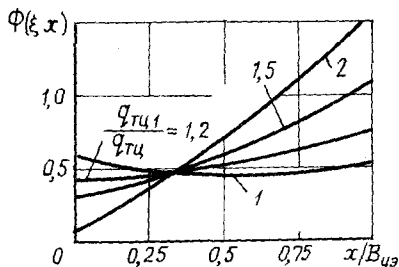
Радиальная деформация оболочки под действием сосредоточенной нагрузки $q_{T\psi 1}$ в сечении $x = B_{y_3}$ равна

$$y_b(x) = \frac{q_{T\psi 1} h}{D \xi^3} \left\{ \psi K_0[\xi(B_{y_3} - x)] - \varphi K_1[\xi(B_{y_3} - x)] + K_3[\xi(B_{y_3} - x)] \right\}.$$

Используя принцип суперпозиции, получим уравнение, описывающее деформацию поверхности оболочки:

$$y(x) = \frac{q_{y3} R_0 (2 + 2\bar{n} - \bar{h})^2}{4E_0 \bar{h}} - \frac{h q_{T4}}{D \xi^3} \Phi(\xi x),$$

где $\Phi(\xi x)$ - параметр, учитывающий изменение величины деформации оболочки по ширине. Его значения, рассчитанные для различных соотношений жесткостей торцевых поясков, представлены на рис. 2.



Р и с. 2. Изменение параметра $\Phi(\xi x)$ по ширине зоны контакта

Контактное давление при установке рассматриваемого варианта уплотнения в цилиндр будет сохраняться в случае

$$y(x) > |\bar{n}| R_y. \quad (I)$$

Оно равно разнице давлений упругого элемента при значениях его относительной деформации

$$\epsilon_{y3} = \frac{\bar{n} + \bar{n}' \bar{R}}{\bar{H}_{y3}}$$

и

$$\epsilon_{y3}(x) = [\bar{n}' R_{ш} - y(x)] / H_{y3}.$$

Для участка уплотнения, на котором условие (I) не выполняется, контакт отсутствует и уплотнение неработоспособно.

Если торцевые пояски имеют приблизительно одинаковую ширину, можно считать, что оболочка деформируется без искривления ее поверхности (см. рис. 2). Тогда давление составит

$$q_0 = \frac{E_0 h (2C + H_K + 2B_K) y}{2B_K R_0^2}.$$

В этом случае контактное давление находится по методике, представленной в [2].

Разработанная расчетная модель позволяет проводить исследование влияния различных факторов на величину контактного давления и работоспособность уплотнения.

Библиографический список

1. Б о р и с о в В.А., П а р о в а й Ф.В. Исследование термической деформации упругих элементов из материала МР //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб.науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1983. - Вып. 10. - С.24-28.

2. П а р о в а й Ф.В., Б о р и с о в В.А. Исследование контактного давления в радиальных уплотнениях с упругим элементом из МР при изменении температуры //Там же, 1984. - Вып. 11. - С.126-131.

3. Б и р г е р И.А., Ш о р р Б.Ф., И с с и л е в и ч Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.

УДК 534.1:621.4

А.В.Писарев, В.А.Фролов

РАССЕЯНИЕ ЭНЕРГИИ В ДЕМПФЕРАХ ЛОПАТОК ГТД

В практике турбокомпрессоростроения авиационных ГТД для предотвращения вибрационных дефектов лопаточных узлов широкое применение нашли методы частотной отстройки и снижения уровня возбуждения. В то же время недостаточное внимание уделяется такому эффективному методу, как конструкционное демпфирование. Следует отметить, что по отношению к лопаткам ГТД проблема демпфирования представляет собой сложную научно-техническую задачу и ее решение позволит существенно повысить надежность ГТД, сократить время и средства на вибрационную доводку лопаточной части компрессоров и турбин.

Конструкционное демпфирование связано с потерями энергии колебаний на трение в малоподвижных контактных соединениях /1/. К ним относятся, в частности, замковые соединения лопаток с диском для рабочих колес (РК) или с корпусом для направляющих (НА) и сопловых (СА) аппаратов.

С целью повышения диссипативных характеристик в конструкцию лопаток вводят различные элементы (демпферы), как правило, сухого трения. Понятно, что необходимо разделить демпфирующие уст-