

Библиографический список

1. Д е м ь я н у ш к о И.В., Б и р г е р И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. - М.: Машиностроение, 1978. - 245 с.

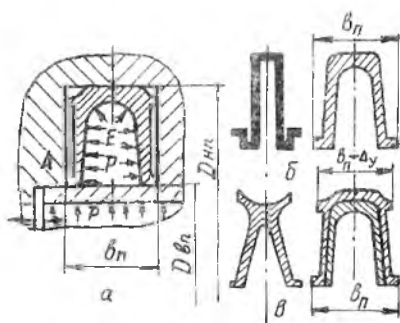
2. Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей /Под ред. И.А.Биргера и Б.Ф.Балашова. - М.: Машиностроение, 1981. - 222 с.

УДК 621.882.6:539.4

Ф.В.Е д е л ь к и н

КОЭФФИЦИЕНТ ПОДАТЛИВОСТИ УПЛОТНЕНИЙ С П-ОБРАЗНЫМИ САМОУПЛОТНЯЮЩИМИСЯ ПРОКЛАДКАМИ

В двигателях летательных аппаратов все более широкое применение получают уплотнения, обеспечивающие надежную герметичность неподвижных резьбных соединений при небольших силах обжатия прокладки. Настоящая статья посвящена исследованию таких уплотнений с П-образными самоуплотняющимися металлическими прокладками.



Р и с. 1. Уплотнения (а) с П-образными самоуплотняющимися прокладками с двумя (б) и четырьмя (в) поясками

В закрытую или полую канавку уплотнений устанавливаются прокладки П-образных сечений с двумя или четырьмя уплотняющими поясками /1-3/ (рис. 1). Прокладки могут изготавливаться из двух деталей - пружины и оболочки, завальцованной на ее наружную поверхность, или одной детали - пружины, покрытой мягким материалом толщиной 15..20мкм. Твердость материалов оболочки и покрытия должна быть меньше или равна твердости уплотняющих поверхностей фланцев.

У прокладок с четырьмя поясками наружные пояски служат для уплотнения при низких, а внутренние – при высоких давлениях. Толщина прокладки по внутренним пояскам больше, чем по наружным. Поэтому при затяжке соединения вначале происходит прогиб прокладки по внутренним пояскам до соприкосновения уплотняющих поверхностей фланцев с наружными поясками, затем – совместная деформация всех поясков до плотного контакта фланцев между собой по торцам. При этом сила обжатия прокладки должна обеспечить надежную герметичность соединения.

В уплотнениях с прокладками из двух уплотняющих поясков к чистоте уплотняющих поверхностей фланцев предъявляются более высокие требования, так как уплотнение осуществляется только двумя поясками.

В условиях эксплуатации под действием внутреннего давления рабочей среды происходит осевое перемещение фланцев в месте уплотнения, и прокладка под действием упругих сил возвращается в исходное до затяжки положение. Одновременно внутреннее давление рабочей среды, действуя в полости E' , создает дополнительный распор и тем самым увеличивает силу в местах контакта фланцев с уплотняющим элементом. Это явление будем называть эффектом самоуплотнения (ЭС).

Эффект самоуплотнения, большие упругие деформации пружины при небольших силах обжатия прокладки, использование пластичных материалов покрытия или оболочки (свинец, серебро, фторопласт и т.д.) позволяют применять такие уплотнения во фланцевых соединениях, твердость которых значительно ниже, чем у пружины прокладки. Эти свойства уплотнений дают возможность использовать их в разъёмных соединениях из алюминиевых и других сплавов, работающих при критических температурах.

Автором совместно с заинтересованными предприятиями проводились исследования уплотнений с П-образной самоуплотняющейся прокладкой из четырех поясков, выполненной из двух деталей.

Исходную силу обжатия прокладки предварительно найдем по формуле /4/

$$Q_0 = K P, \quad (I)$$

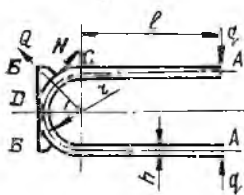
где
$$k = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1}; \quad P = \frac{\pi D_{fl}^2}{4} p;$$

α_0 - коэффициент податливости системы "болт-фланец";

α_1 - коэффициент податливости системы "уплотнение" с учетом ЭС, определенный через коэффициент податливости без учета ЭС α'_1 ;

p - внутреннее давление рабочей среды.

За коэффициент податливости системы "уплотнение" примем коэффициент податливости прокладки, обусловленный только прогибом в точке A , так как другими составляющими (сжатием прокладки по наружным поясам, уплотняющими поверхностями фланцев в точке B) из-за их незначительности можно пренебречь. Это допущение в расчетах приводит к запасу обеспечения герметичности уплотнений.



Р и с. 2. Расчетная схема для определения прогиба прокладки от сосредоточенной силы

Для определения α'_1 выделим сечение прокладки, ширина которого равна единице, и будем рассматривать его как кривой брус, состоящий из дуги полуокруга радиусом осевой линии r и двух прямолинейных участков l (рис. 2). Влиянием кольцевых напряжений, возникающих при прогибе, пренебрегаем, так как $\frac{p r_0}{E n r} \gg 0,5$ /5/. Прогиб прокладки (осевое перемещение) Δ'_1 в точке A будет равен сумме прогибов двух консольных балок Δ_2 и двух кривых брусьев Δ_3 :

$$\Delta'_1 = 2(\Delta_2 + \Delta_3). \quad (2)$$

Для определения Δ'_1 воспользуемся интегралом Мора /6/:

$$\Delta'_1 = \int_0^s \left(\frac{M_x M_1}{E_n J_n} + \frac{N_x N_1}{E_n F_n} + \frac{\alpha Q_x Q_1}{F_n G_n} \right) ds, \quad (3)$$

где M_x, N_x, Q_x - изгибающий момент, поперечная и продольная силы основной системы;

M_1, N_1, Q_1 - то же для единичной системы;

s - длина дуги и балки по нейтральной оси;

E_n - приведенный модуль упругости материала прокладки /5/;

- J_n - момент инерции сечения прокладки;
 F_n - площадь сечения прокладки;
 G_n - модуль сдвига;
 α - коэффициент, равный 1,2.

Подставив значения этих величин /5, 6/ в выражение (3), после интегрирования по длине кривого бруса и консольной балки из формулы (2) получим

$$\Delta_1' = \frac{2q}{E_n J_n} \left\{ \frac{\ell^3}{3} \left(1 + 0,98 \frac{h^2}{\ell^2} \right) + z^2 + \left[\left(\frac{\pi \ell^2}{2z^2} + \frac{\pi}{4} + \frac{2\ell}{z} \right) + 0,32 \frac{h^2}{z^2} \right] \right\}, \quad (4)$$

где

$$q = q_H = \frac{Q_0}{\pi D \beta_n}, \quad (5)$$

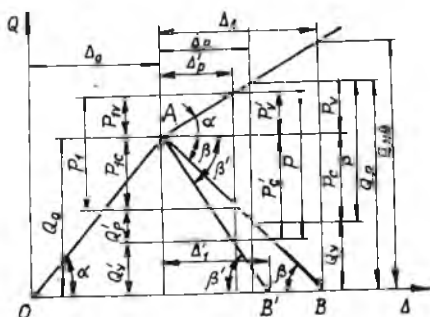
Коэффициент податливости

$$\lambda_1' = \frac{\Delta_1'}{Q_0}. \quad (6)$$

Подставив значения q (5) в выражение (4), а значение Δ_1' (4) в формулу (6), получим

$$\lambda_1' = \frac{2}{\pi D \beta_n E_n J_n} \left\{ \frac{\ell^3}{3} \left(1 + 0,98 \frac{h^2}{\ell^2} \right) + z^2 \left[\left(\frac{\pi \ell^2}{2z^2} + \frac{\pi}{4} + \frac{2\ell}{z} \right) + 0,32 \frac{h^2}{z^2} \right] \right\}. \quad (7)$$

Для определения λ_1 воспользуемся диаграммой сил, построенной с учетом эффекта самоуплотнения (рис. 3) /7/. Прямая AB' означает разгрузку уплотнения без учета дополнительной уплотняющей силы Q'_p , возникающей в результате действия внутреннего давления рабочей среды в полости E (см. рис. 1), а прямая AB , полученная соединением точек в результате прибавления к уплотняющей силе Q'_y



Р и с. 3. Диаграмма сил соединения с учетом эффекта самоуплотнения

силы Q_p' , — разгрузку уплотнения с учетом влияния силы Q_p . Дальнейшие построения аналогичны построениям, приведенным в работе /4/. На диаграмме (см. рис. 3) силы и перемещения без ЭС обозначим буквами со штрихами, а с ЭС — без штрихов. Вспомогательные величины, необходимые для определения λ_1 через λ_1' (7), обозначим с индексом "Г".

Выразим дополнительную уплотняющую силу через коэффициент B :

$$Q_p' = B P. \quad (8)$$

Из диаграммы сил получим

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_0 \lambda_1'}{\lambda_0 + B(\lambda_0 + \lambda_1')}.$$

Найдем величину Q_p' из условия

$$\Delta_n = \Delta_p. \quad (9)$$

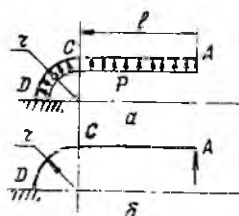
Здесь Δ_n — прогиб прокладки в точке A под действием силы q_p , определяемый по формуле (4) заменой q на

$$q_p = \frac{Q_p'}{\pi D_{\text{вн}}}; \quad (10)$$

Δ_p — прогиб прокладки в точке A под действием внутреннего давления рабочей среды, $\Delta_p = 2(\Delta_{1p} + \Delta_{2p})$;

Δ_{1p} — прогиб консольной балки CA ;

Δ_{2p} — прогиб кривого бруса AD .



Р и с. 4. Расчетная схема для определения прогиба прокладки от внутреннего давления: а — основная система; б — единичная система

Определив значения M_x , Q_x , N_x и M_1 , Q_1 , N_1 для основной и единичной системы (рис. 4) и подставив их в выражение (3), после интегрирования по длине кривого бруса AD получим

$$\begin{aligned} \Delta_p = & \frac{2P}{E_n J_n} \left\{ \frac{l^4}{4} \left(1 + 2.6 \frac{h^2}{l^2} \right) + \right. \\ & + z^3 \left[\left(\frac{\pi l^3}{4z^2} + 1.46l + \frac{3l^2}{2z} + \frac{z}{2} \right) + \right. \\ & \left. \left. + 0.4 \frac{h^2}{z^2} \left(\frac{\pi l}{4} + \frac{z}{2} \right) \right] \right\}. \quad (11) \end{aligned}$$

Подставив в равенство (9) выражения (4), (II) и определив q_p по формуле (10), найдем Q'_p . Тогда легко получить значение B из равенства (8):

$$B = \frac{4 \frac{\rho^4}{4} (1 + 2,6 \frac{h^2}{\rho^2}) + z^3 \left[\left(\frac{\pi \rho^3}{4z^2} + 1,46\ell + \frac{3\rho^2}{2z} + \frac{z}{2} \right) + 0,4 \frac{h^2}{z^2} \left(\frac{\pi \ell}{4} + \frac{z}{2} \right) \right]}{D_{\text{фл}} \frac{\rho^3}{3} (1 + 0,98 \frac{h^2}{\rho^2}) + z^3 \left[\left(\frac{\pi \rho^2}{2z^2} + \frac{\pi}{4} + \frac{2\ell}{z} \right) + 0,32 \frac{h^2}{z^2} \right]}$$

Расчеты показывают, что эффект самоуплотнения увеличивает коэффициент податливости системы "уплотнение" примерно на 20%. Естественно, это вызывает увеличение нагрузки на систему "болт-фланец" и уменьшение силы обжатия прокладки на 7...10%.

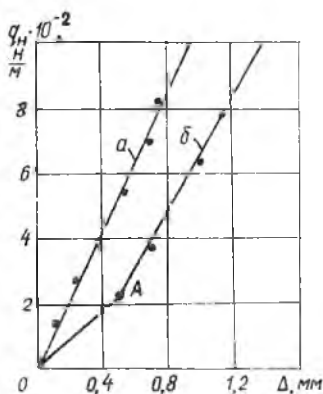
Эксперименты проводились на имитаторах контактирующих фланцевых соединений, при этом уплотнение осуществлялось с помощью прокладки, состоящей из двух деталей - пружины из высоколегированной прочной стали и оболочки из мягкой отожженной меди. Диаметры прокладок по внутренним пояском равнялись 150 и 290 мм, размеры обжатия 10x12, толщина лепестка 2 мм. Размеры фланцев определяли из условий прочности, так как потеря герметичности наступает значительно раньше, чем разрушение фланцевого соединения. Методика экспериментов аналогична методике, приведенной в работе /8/.

В результате экспериментов по определению зависимости силы обжатия прокладки Q_0 от силы внутреннего давления P получен коэффициент $k = 0,9$. Теоретическое значение этого коэффициента, определенное по формуле (I), $k = 0,8$. Таким образом, погрешность в данном случае составляла $\sim 15\%$.

На всех этапах испытаний на герметичность в условиях внутреннего давления ($p > 15$ МПа), плюсовых и минусовых температур уплотнения с прокладкой, обжатой силой $Q_0 = kP$, были герметичны.

Испытания на герметичность в условиях действия переменных нагрузок (вибрации, пульсации и т.д.) показали, что для обеспечения герметичности необходимо увеличить силы обжатия прокладки на 20...25% по сравнению со статическими условиями работы соединения. Проведено сравнение теоретических и экспериментальных результатов коэффициента податливости без учета внутреннего давления рабочей среды. Его теоретическое значение для прокладки с $D_{\text{фл}} = 290$ мм составило $150 \cdot 10^{-9}$ м/Н, а экспериментальное - $122 \cdot 10^{-9}$ м/Н, т.е. погрешность определения коэффициента податливости 18...20%.

С целью определения необходимой силы обжатия прокладки были проведены эксперименты по установлению зависимости величины обжатия прокладки Δ_H от силы Q_0 , вызывающей это обжатие, и построен график зависимости $q_H = f(\Delta_H)$ (рис. 5).



Р и с. 5. Зависимость $q_H = f(\Delta_H)$ для прокладок с двумя (а) и четырьмя (б) поясками

Таким образом, в контактирующих фланцевых соединениях с исследованными уплотнениями надежная герметичность в условиях эксплуатации обеспечивается распором прокладки в осевом направлении и увеличением силы обжатия под действием внутреннего давления рабочей среды.

Эффект самоуплотнения способствует увеличению коэффициента податливости уплотнения.

Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показывает, что приведенная методика расчета позволяет удовлетворительно оценить возможности контактирующих фланцевых соединений с исследованными уплотнениями.

Библиографический список

1. Герметичность неподвижных соединений гидравлических систем /В.Г.Бабкин, А.А.Зайченков, В.В.Александров и др. - М.: Машиностроение, 1977. - 120 с.
2. Уплотнения: Сб. статей /Пер. с англ. В.П.Харитонова; Под ред. В.К.Житомирского. - М.: Машиностроение, 1964. - 410 с.
3. Уплотнения для высоких температур (обзор) //Вопросы ракетной техники. - 1963. - № II. - С. 58-70.
4. Е д е л ь к и н Ф.В. Расчет на герметичность уплотнений контактирующих фланцевых соединений трубопроводов //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. - Куйбышев: КуАИ, 1982. - Вып. 9. - С. 51-59.

5. В и р г е р И.А., Ш о р р Б.Ф., Ш н е й д е р о в и ч Р.М. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1966. - 702 с.

6. Т и м о ш е н к о С.П. Сопротивление материалов. Т. I. - М.: Физматгиз, 1960. - 521 с.

7. Б о р и с о в В.А. Влияние самоуплотнения и упругости прокладок на герметичность неподвижных соединений //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1972. - Вып. 51. - С. 149-160.

8. Е д е л ь к и н Ф.В. Коэффициент податливости радиальных уплотнений контактирующих фланцевых соединений //Там же, 1984. - Вып. II. - С. 70-78.

УДК 620.18:669

Д.С.Еленевский, М.Е.Колотников, К.Р.Святышев

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЛОПАТОК ГТД В УСЛОВИЯХ СОВМЕСТНОГО ДЕЙСТВИЯ ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОГО И ВИБРАЦИОННОГО НАГРУЖЕНИЯ

Лопатки турбин современных высокотемпературных ГТД являются одними из основных элементов, определяющих и регламентирующих надежность и ресурс изделия.

В процессе эксплуатации лопатки турбин подвергаются сложному многокомпонентному нагружению, включающему в себя термоциклические, статические и вибрационные нагрузки. Исследования долговечности лопаток турбин в условиях воздействия каждого из указанных факторов в отдельности дают возможность определить первичные характеристики сопротивляемости материала и конструкции данному виду нагружения, но не вскрывают влияния на эти характеристики одновременности воздействия двух или более факторов, хотя это влияние может быть весьма значительным.

Авторами настоящей статьи были проведены исследования долговечности охлаждаемых лопаток одного из высокотемпературных ГТД при одновременном воздействии термоциклических и вибрационных нагрузок. Исследования проводились в три этапа.

Первый этап заключался в определении первичных характеристик