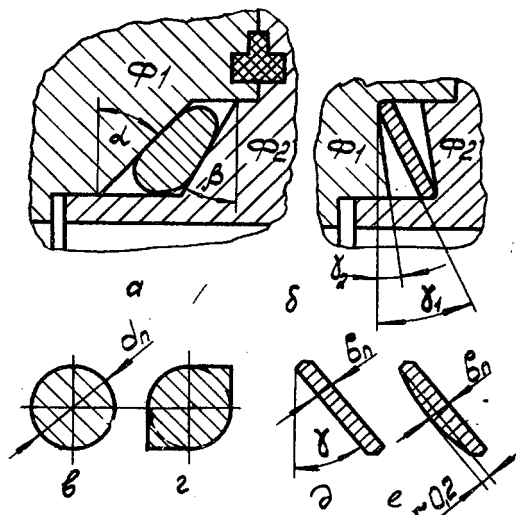


Ф.В.Еделькин

КОЭФФИЦИЕНТ ПОДАТЛИВОСТИ РАДИАЛЬНЫХ УПЛОТНЕНИЙ
КОНТАКТИРУЮЩИХ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для расчета на герметичность уплотнений контактирующих фланцевых соединений трубопроводов необходимо определить коэффициенты податливости систем "болт-фланец" и "уплотнение". Методика определения коэффициента податливости системы "болт-фланец" приведена в работе [1]. Ниже излагается методика определения коэффициента податливости системы "уплотнение" для радиальных уплотнений, разработанная на основе материалов, полученных при доводке изделий по герметичности.

В настоящей работе к радиальным уплотнениям отнесены уплотнения, у которых силы обжатия прокладки направлены под углом к оси трубопровода. В результате диаметр одного фланца увеличивается, а диаметр другого фланца уменьшается. Таковы клиновые (рис. 1, а) и конусные (рис. 1б)



Р и с. 1. Радиальные уплотнения: а - клиновое с прокладками круглого (в) и чевицеобразного (г) сечений; б - конусное с конусной прокладкой (д) и с конусной прокладкой с гарантированным прогибом (е)

уплотнения с жесткими металлическими прокладками различных сечений и материалов. Они применяются для герметизации соединений трубопроводов двигателей летательных аппаратов.

Особенности геометрии уплотняющих гнезд указанных уплотнений позволяют компенсировать осевые перемещения фланцев в месте уплотнения под действием силы внутреннего давления радиальными их перемещениями, при этом контакт уплотняющих поверхностей фланцев и прокладки, а также герметичность соединения сохраняются.

На рис. 2 схематично показана картина компенсации осевого перемещения фланцев $\alpha_1 \beta_1$ для $\Phi 1$ и $\alpha_2 \beta_2$ для $\Phi 2$ радиальными перемещениями $c_1 a_1$ и $c_2 a_2$ соответственно, т.е. фланцы "следят" за прокладками, не нарушая контакта.

Как показывают эксперименты и опыт эксплуатации, уплотнения сохраняют надежную герметичность контактирующих фланцевых соединений при суммарном осевом перемещении двух фланцев в месте уплотнения до 0,15-0,2 мм, в то время как упругие деформации уплотняющих прокладок могут компенсировать указанные перемещения максимум до 0,015 мм. Существующие методы определения коэффициента податливости системы "уплотнение" [2,3,4] не учитывают влияния радиального перемещения фланцев на эту величину, хотя она составляет основную часть общего значения коэффициента.

Коэффициент податливости рассматриваемых уплотнений

$$\lambda_1 = \lambda_n + \lambda_{\Phi P}, \quad (I)$$

где λ_n - коэффициент податливости уплотняющей прокладки;

$\lambda_{\Phi P}$ - коэффициент податливости системы "уплотнение", обуславливаемый радиальным перемещением фланцев.

Величина λ_n определится по аналогии с известными формулами, приведенными в работах [2,3,4].

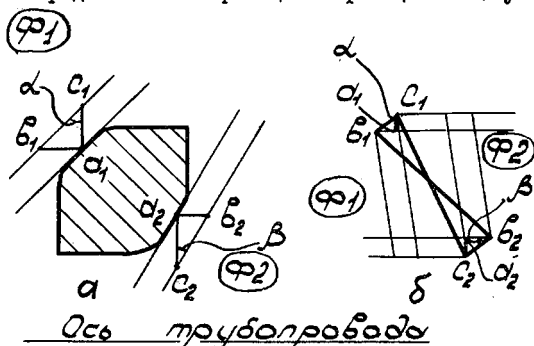
Из рис. 2 видно, что

$$\lambda_{\Phi P} = \frac{\delta_{\Phi 1} \operatorname{tg} \alpha + \delta_{\Phi 2} \operatorname{tg} \beta}{Q_0}, \quad (2)$$

где $\delta_{\Phi 1}$ - радиальное перемещение фланца $\Phi 1$, равное $a_1 c_1$;

$\delta_{\Phi 2}$ - радиальное перемещение фланца $\Phi 2$, равное $a_2 c_2$;

Q_0 - сила обжатия прокладки в осевом направлении после затяжки соединения;

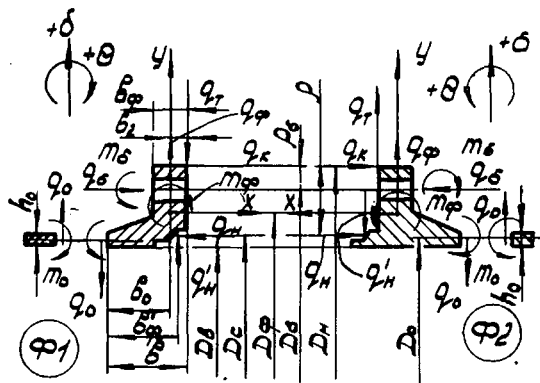


Р и с.2. Схема компенсации осевого перемещения фланцев радиальным: а-клиновое уплотнение; б-конусное уплотнение

$$Q_0 = \pi D_c q_H, \quad (3)$$

здесь q_H - погонная нагрузка осевой составляющей на прокладку по уплотняющему пояску. Величина q_H может быть найдена по графику зависимости $q_H = f(\Delta_H)$.

Расчетная схема и геометрические размеры фланцев для определения δ_{ϕ_1} и δ_{ϕ_2} приведены на рис. 3.



Р и с.3. Расчетная схема для определения радиального перемещения фланцев

Нами фланец рассматривается как кольцо с конической втулкой, испытывающее радиальное перемещение δ_ϕ и поворот сечения θ_ϕ под действием силы Q_0 . При этом радиус фланца ϕ_1 увеличивается, а фланца ϕ_2 уменьшается.

Силы, действующие на фланец, определим через δ_ϕ и θ_ϕ по методике, изложенной в работах [1] и [5].

Погонная осевая сила болтов

$$q_\delta = \frac{P_\delta \theta_\phi}{\pi D_\delta \sum \lambda_\delta} \quad (4)$$

Погонный изгибающий момент болтов

$$m_\delta = \frac{z E_\delta J_\delta \theta_\phi}{\pi D_\delta l_\delta} \quad (5)$$

где l_δ - эффективная длина болта (обычно она равна толщине фланца);
 z - количество болтов.

Силы, заменяющие действие трубопроводов на фланец, равны

$$m_o = (A_o + B_o \beta_o) \theta_\phi + B_o \delta_\phi ; \quad (6)$$

$$q_o = (B_o + C_o \beta_o) \theta_\phi + C_o \delta_\phi .$$

Значения A_o , B_o , C_o даны в работе [1].

Определим силы, приведенные к центру тяжести сечения фланца, рассматривая его как кольцо:

$$q_\phi = \frac{4E_\phi F_\phi}{D_\phi^2} \delta_\phi ; \quad m_\phi = \frac{4E_\phi J_\phi}{D_\phi^2} \theta_\phi , \quad (7)$$

где F_ϕ - площадь сечения фланца;

J_ϕ - момент инерции сечения фланца.

Силу q_k , действующую по наружному диаметру фланца, найдем из условия равновесия сил в осевом направлении:

$$q_k = \frac{q_\delta D_\delta - q_H D_c}{D_H} . \quad (8)$$

Силу трения, возникающую в месте контакта двух фланцев по периферии, определим через коэффициент трения η :

$$q_T = q_k \eta . \quad (9)$$

Радиальная составляющая величины q_H для фланца Ф1

$$q'_H = q_H \operatorname{tg} \alpha , \quad (10)$$

для фланца Ф2

$$q''_H = q_H \operatorname{tg} \beta . \quad (11)$$

Коэффициент податливости деталей соединения в направлении осей болтов [1]

$$\sum \lambda_\delta = \lambda_\delta + \lambda_\psi + \lambda_r + \lambda_\phi .$$

Уравнения приведения сил к центру тяжести сечения фланца Ф1 будут иметь следующий вид (без индекса 1):

$$\begin{aligned}
q_{\phi} D_{\phi} &= -q_{\tau} D_{H} - q_{o} D_o + q_{H} D_c ; \\
m_{\phi} D_{\phi} &= q_{\delta} D_{\delta} \left(\frac{D_{\delta} - D_{\phi}}{2} \right) - m_{\delta} D_{\delta} + q_{\tau} D_H \beta_2 + \\
&+ q_{\kappa} D_H \left(\frac{D_H - D_{\phi}}{2} \right) + q_{H} D_c \left(\frac{D_{\phi} - D_c}{2} \right) - q'_{H} (\beta'_{\phi} - \beta_o) D_c - \\
&\quad - (m_o + q_o \beta_o) D_o . \quad (12)
\end{aligned}$$

Подставляя в уравнения (12) значения сил, определяемых по формулам (4-10), получим уравнения с двумя неизвестными δ_{ϕ} и Θ_{ϕ} :

$$\begin{aligned}
\frac{4E_{\phi} F_{\phi}}{D_{\phi}} \delta_{\phi} &= -\frac{\rho_{\delta} \eta}{\pi \Sigma \lambda_{\delta}} \Theta_{\phi} + q_{H} D_c \eta - (B_o + C_o \beta_o) D_o \Theta_{\phi} - \\
&\quad - C_o D_o \delta_{\phi} + q_{H} D_c \operatorname{tg} \alpha ; \\
\frac{4E_{\phi} J_{\phi}}{D_{\phi}} \Theta_{\phi} &= \frac{\rho_{\delta}}{\pi \Sigma \lambda_{\delta}} (-\rho_{\delta} + \beta_2 \eta) \Theta_{\phi} - \frac{z E_{\delta} J_{\delta}}{\pi e_{\delta}} \Theta_{\phi} - \\
&\quad - [(A_o + B_o \beta_o) D_o + (B_o + C_o \beta_o) \beta_o D_o] \Theta_{\phi} - \\
&\quad - (B_o + C_o \beta_o) D_o \delta_{\phi} + q_{H} D_c [\rho - \beta_2 \eta - (\beta'_{\phi} - \beta_o) \operatorname{tg} \alpha] . \quad (13)
\end{aligned}$$

Определим из второго уравнения (13) угол поворота фланца Θ_{ϕ} относительно его радиального перемещения и, подставляя это значение в первое уравнение, найдем радиальное перемещение фланца. Для фланца ΦI

$$\delta_{\phi_1} = \frac{q_{H} (\pi_1 y_1 + H_1 \Phi_1)}{K_1 \Phi_1 + 10_1 y_1} ,$$

$$\begin{aligned}
\text{где } \pi_1 &= D_c [\rho - \beta_2 \eta - (\beta'_{\phi} - \beta_o) \operatorname{tg} \alpha] ; \\
y_1 &= -\frac{\rho_{\delta} \eta}{\pi \Sigma \lambda_{\delta}} - 10_1 ; \quad H_1 = D_c (\eta + \operatorname{tg} \alpha) ; \quad (14)
\end{aligned}$$

$$\Phi_1 = \frac{4E_\phi J_\phi}{D_\phi} + \frac{\rho_\delta}{\pi \Sigma \lambda_\delta} (\rho_\delta - \beta_2 \eta) + \frac{z E_\delta J_\delta}{\pi l_\delta} + (A_0 + B_0 \beta_0) D_0 + \mu_1 \beta_0 ;$$

$$K_1 = \frac{4E_\phi F_\phi}{D_\phi} + C_0 D_0 ; \quad \mu_1 = (B_0 + C_0 \beta_0) D_0 .$$

Для фланца Ф2

$$\delta_{\phi 2} = \frac{q_H (\pi_2 y_2 - H_2 \Phi_2)}{K_2 \Phi_2 + \mu_2 y_2} , \quad (15)$$

где

$$\pi_2 = D_c [\rho + \beta_2 \eta + (\beta'_\phi - \beta_0) \operatorname{tg} \beta] ;$$

$$y_2 = \frac{\rho_\delta \eta}{\pi \Sigma \lambda_\delta} - \mu_2 ; \quad H_2 = D_c (\eta + \operatorname{tg} \beta) ;$$

$$\Phi_2 = \frac{4E_\phi J_\phi}{D_\phi} + \frac{\rho_\delta}{\pi \Sigma \lambda_\delta} (\rho_\delta + \beta_2 \eta) + \frac{z E_\delta J_\delta}{\pi l_\delta} + (A_0 + B_0 \beta_0) D_0 + \mu_2 \beta_0 ;$$

$$K_2 = \frac{4E_\phi J_\phi}{D_\phi} + C_0 D_0 ; \quad \mu_2 = (B_0 + C_0 \beta_0) D_0 .$$

Подставляя в формулу (2) значения Q_0 , $\delta_{\phi 1}$ и $\delta_{\phi 2}$, определяемые по формулам (3, 14, 15), получим

$$\lambda_{\phi p} = \frac{1}{\pi D_c} \left(\frac{\pi_1 y_1 + H_1 \Phi_1}{K_1 \Phi_1 + \mu_1 y_1} \operatorname{tg} \alpha + \frac{\pi_2 y_2 - H_2 \Phi_2}{K_2 \Phi_2 + \mu_2 y_2} \operatorname{tg} \beta \right) , \quad (16)$$

где для клинового уплотнения $\alpha = \pi/4$ рад; $\beta = \pi/6$ рад .

Из формулы (1) для клинового уплотнения находим

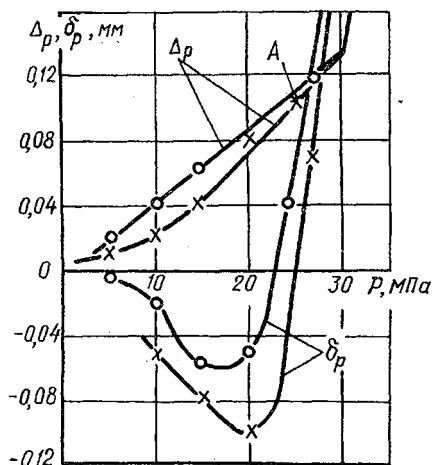
$$\lambda_1 = \frac{1}{\pi D_c} \left(\frac{1}{E_n} + \frac{P_1 y_1 + H_1 \Phi_1}{K_1 \Phi_1 + H_0 y_1} + \frac{0,6(P_2 y_2 - H_2 \Phi_2)}{K_2 \Phi_2 + H_0 y_2} \right), \quad (17)$$

где E_n - модуль упругости прокладки.

Полученные результаты (14) и (15) могут быть использованы для определения коэффициента податливости других видов радиальных уплотнений.

Результаты экспериментальных исследований прямо или косвенно подтверждают правильность теоретических предпосылок, изложенных в настоящей статье.

Эксперименты проводили на приспособлениях, представляющих собой имитацию контактирующего фланцевого соединения (имитатор) с клиновыми уплотнениями при диаметре уплотняющих поясков $D_c = 60; 125$ и 290 мм. Размеры фланцев определялись исходя из условий прочности, так как потеря герметичности уплотнения наступает значительно раньше, чем разрушение фланцевого соединения. Результаты теоретических и экспериментальных исследований проверены в условиях эксплуатации.



Р и с. 4. График зависимости осевого и радиального перемещений фланцев от внутреннего давления: \circ - расчет; \times - эксперимент

числе и на уплотняющих поверхностях. Коэффициент податливости "уплотнение" определяли по формуле (17).

На рис. 4 представлены результаты экспериментов по определению зависимости между радиальными (δ_ρ) и осевыми (Δ_ρ) перемещениями фланцев от внутреннего давления. Испытания проводились на имитаторе соединений, рассчитанном на давление до 30 МПа, с $D_c = 290$ мм. Замеры перемещений фланцев производились индикаторами в месте уплотнения. На графике показано суммарное осевое перемещение Δ_ρ двух фланцев и радиальное перемещение фланца ΦI δ_ϕ .

Расчетные кривые указанных зависимостей строились по формулам для определения Δ_ρ и δ_ϕ , которые получены с учетом сил, возникающих под действием внутреннего давления на фланцах, в том

Из рис. 4 видно, что результаты расчета и эксперимента показывают сохранение герметичности при перемещении фланцев до 0,1 мм (в точке А зафиксировано незначительное нарушение герметичности). На участке, где не нарушена герметичность, наблюдается уменьшение диаметра фланца Ф1. При давлении от 25 МПа до 30 МПа имели место незначительная течь и увеличение диаметра фланца Ф1, свыше 30 МПа наступала полная потеря герметичности и происходил резкий скачок в перемещении фланцев как в осевом, так и в радиальном направлениях, т.е. в это время нарушался контакт между уплотняющими поверхностями фланцев и прокладки.

Зависимость $q_H = f(\Delta_H)$ определялась из графика зависимости $Q_0 = f(\Delta_H)$, полученной для имитатора соединений с $D_C = 125$ мм. Имитатор представлял собой соединение двух жестких фланцев, не контактирующих между собой при обжатии уплотняющей прокладки, для получения обжатия только прокладки в осевом направлении, т.е. с целью максимального исключения влияния радиального перемещения фланцев на осевое перемещение.

Имитатор соединения нагружался 60-тонным гидропрессом в осевом направлении последовательно $1 \cdot 10^4$; $10 \cdot 10^4$; $20 \cdot 10^4$; $30 \cdot 10^4$; $40 \cdot 10^4$; $50 \cdot 10^4$; $60 \cdot 10^4$ Н, при этом индикаторами фиксировалась величина обжатия прокладки для каждого значения осевой нагрузки. Значения q_H определялись по формуле (3). По осредненным значениям построен график зависимости $q_H = f(\Delta_H)$ (рис.5).

В работе [1] была определена зависимость усилия обжатия уплотняющей прокладки от внутреннего давления

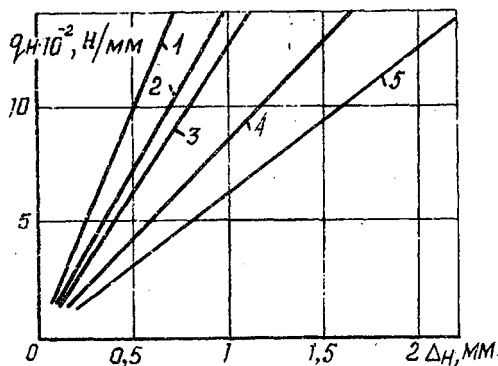
$$Q_0 = K P,$$

где

$$K = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1}$$

(λ_0 - коэффициент податливости системы "болт-фланец").

Были проведены экспериментальные работы на имитаторах соединений с $D_C = 60; 125, 290$ мм на давление до



Р и с.5. График зависимости $q_H = f(\Delta_H)$ для клинового уплотнения: 1-чечевицеобразного сечения (2X13); 2-чечевицеобразного сечения (12X18H10T); 3-круглого сечения (12X18H10T); 4-чечевицеобразного сечения (МЭМ); 5-круглого сечения (МЭМ)

35 МПа, получен $K \approx 0,95$ для клинового уплотнения. Теоретическое значение этого коэффициента равно 0,8, то есть погрешность составляет 25%, поэтому в формулу (19) следует ввести поправочный коэффициент $n = 1,25$. Тогда формула (19) примет вид

$$Q_0 = nKR$$

Для увеличения надежности соединения с клиновым уплотнением в особо ответственных случаях можно ввести дополнительную уплотняющую прокладку из неметаллического материала, например из фторопласта (см. рис. 1) [6].

Выводы

1. В контактирующих фланцевых соединениях с радиальными уплотнениями, находящимися под действием внутреннего давления, контакт на уплотняющих поверхностях фланцев и прокладки, т.е. герметичность, сохраняется за счет радиального перемещения фланцев.

2. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показывает, что приведенная методика теоретических расчетов позволяет удовлетворительно оценить возможности контактирующих фланцевых соединений с клиновыми уплотнениями по обеспечению герметичности.

Литература

1. Еделькин Ф.В. Расчет на герметичность уплотнений контактирующих фланцевых соединений трубопроводов. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1982, вып. 9, с. 51-59.

2. Юргенсон Х. Гибкость и прочность трубопроводов: Пер. с нем. Гаршфельда В.Я. - М.; Л.: Госэнергоиздат, 1959, с. 143-216.

3. Волошин А.А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. - Л.: Судпромгиз, 1959, с. 37-77, 164-183.

4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1966, с. 38-78, 543-562.

5. Аронсон А.Я., Бугов А.У., Малышев В.М. и др. Расчет на прочность деталей гидротурбин. - М.; Л.: Mashgiz, 1969, с. 123-197.

6. А.с. № 243354 (СССР). Уплотнение разъемного соединения/ Ф.В.Еделькин, О.С.Чернилевский, Г.В.Климова и др. Зарегистр. в Гос. реестре изобрет. СССР 24.02.69.