

III. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ГТД

В. Г. Вовкогон

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ С СОПРИКАСАЮЩИМИСЯ ФЛАНЦАМИ С ЖЕСТКИМ УПЛОТНИТЕЛЬНЫМ КОЛЬЦОМ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- q — рабочее давление в стыке;
 P — осевое усилие;
 Q — радиальное усилие;
 M — изгибающий момент;
 R — радиус;
 F — площадь поперечного сечения;
 I — момент инерции поперечного сечения;
 h — толщина;
 E — модуль упругости 1-го рода;
 μ — коэффициент Пуассона;
 $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности;
 z — число болтов в стыке;
 Δ_0 — первоначальный зазор между фланцами, равный величине обжатия уплотнительного кольца;
 C — погонная жесткость;
 l_6 — рабочая длина болта;
 d_6 — минимальный диаметр поперечного сечения болта;
 x — координата точек поперечного сечения фланца;
- $$D_{об} = \frac{E_{об} h_{об}^3}{12(1-\mu^2)}$$
- цилиндрическая жесткость оболочки;
- $$k = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R_1^2 h_{об}^2}}; \text{ при } \mu = 0,3 \quad k = \frac{1,29}{\sqrt{R_1 h_{об}}};$$
- δ — смещение в осевом направлении;
 w — смещение в радиальном направлении;
 θ — угол поворота.

ИНДЕКСЫ

- | | |
|----------------------------|--|
| б — болт; | з — затяжка; |
| ф — фланец; | вн — внутренняя поверхность фланца; |
| об — оболочка; | 1; 2 — точки 1-го и 2-го поперечного сечения фланца; |
| у — уплотнительное кольцо; | ркр — раскрытие стыка. |

В ряде областей машиностроения получили распространение фланцевые соединения, в которых уже в период затяжки выбирается первоначальный зазор между фланцами Δ_0 (рис. 1) и фланцы соприкасаются между собой.

В практике применяются различные методики расчета соединений с соприкасающимися фланцами. Однако эти методики не учитывают влияние жесткости уплотнительного кольца и поэтому пригодны для расчета лишь соединений с очень податливыми уплотнительными кольцами (резиновыми и т. п.). В случае жесткого уплотнительного кольца (металлического и т. п.), как показывают эксперименты и приводимые ниже расчеты, величина жесткости оказывает большое влияние на работу соединения и поэтому требует соответствующего учета.

Нераскрытие фланцевого соединения, его герметичность обеспечивается предварительной затяжкой болтов. Весь процесс затяжки соединения с жестким уплотнительным кольцом можно условно разделить на 3 этапа:

I этап — от начала затяжки до соприкосновения фланцев на периферии; на этом этапе угол поворота фланцев увеличивается от нуля до некоторого максимального значения;

II этап — до выбора зазора между фланцами по всей привалочной плоскости или, если зазор остался, до окончания затяжки (в этом случае сжатия фланцев нет — см. этап III); на этом этапе угол поворота фланцев уменьшается от своего максимального значения, достигаемого в конце I этапа, до нуля или до своего минимального значения (если III этапа нет);

III этап — сжатие фланцев, соприкасающихся между собой по всей привалочной плоскости; в течение этого этапа угол поворота фланцев остается равным нулю.

Очевидно, что длительность отдельных этапов затяжки при прочих равных условиях зависит от первоначального зазора между

фланцами. При определенных значениях зазора может отсутствовать III этап затяжки, а в предельном случае фланцевое соединение может даже остаться на I этапе затяжки, т. е. фланцы не будут соприкасаться.

Вследствие своей жесткости уплотнительное кольцо при затяжке создает

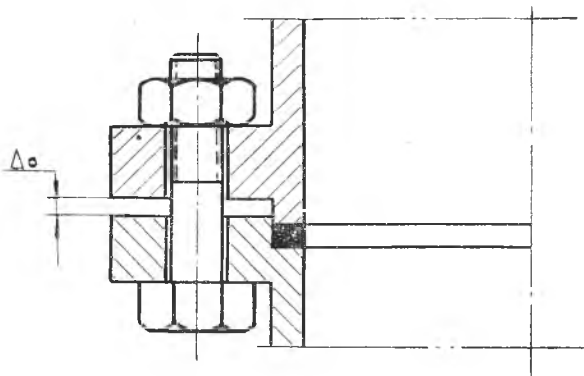


Рис. 1. Фланцевое соединение

значительное усилие, действующее на фланец, которое уменьшается по мере взаимного поворота фланцев при действии рабочих нагрузок. Исчезновение реакции уплотнительного кольца соответствует моменту раскрытия стыка. При этом потеря герметичности в стыке наступит, по-видимому, несколько раньше момента раскрытия стыка. Чтобы рассчитать нагрузки (например, давление), при которых стык теряет герметичность, необходимо иметь характеристику герметичности уплотнения, т. е. зависимость давления, при котором уплотнение теряет герметичность, от некоторых параметров, характеризующих нагрузку. Используя характеристику герметичности и зная нагрузки на уплотнение, полученные из расчета на прочность, можно определить нагрузки, при которых стык теряет герметичность.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА, ОСНОВНЫЕ ПРЕДПОЛОЖЕНИЯ И ЗАВИСИМОСТИ

Рассмотрим стык, состоящий из двух одинаковых фланцев, одинаково нагруженных. В этом случае можно рассматривать один фланец, так как деформации обоих фланцев симметричны относительно плоскости их стыковки.

При дальнейших расчетах будем использовать следующие предположения и зависимости.

1. Фланец жестко соединен с полубесконечной тонкой цилиндрической оболочкой, откуда следуют условия совместности деформаций фланца и оболочки в точке их стыковки (точка 1, рис. 2), а именно, условия равенства радиальных смещений и углов поворота:

$$\left. \begin{aligned} w_{0\phi} &= w_{\phi 1} = w_{\phi} - x_1 \Theta_{\phi}, \\ \Theta_{0\phi} &= \Theta_{\phi}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где x_1 — координата точки 1.

2. Фланец — статически определимое кольцо, поперечное сечение которого не деформируется, а лишь поворачивается; согласно работе [1], такое допущение справедливо при отношении наружного и внутреннего диаметра кольца менее 1,5, что, как правило, выполняется в существующих конструкциях. Тогда угол поворота и радиальное смещение фланца определяется как в работе [1]:

$$\left. \begin{aligned} \Theta_{\phi} &= \frac{M_{\phi} R^2}{(EI)_{\phi}}, \\ w_{\phi} &= \frac{Q_{\phi} R^2}{(EF)_{\phi}}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где M_{ϕ} , Q_{ϕ} — погонные крутящий момент и радиальная сила в поперечном сечении фланца;

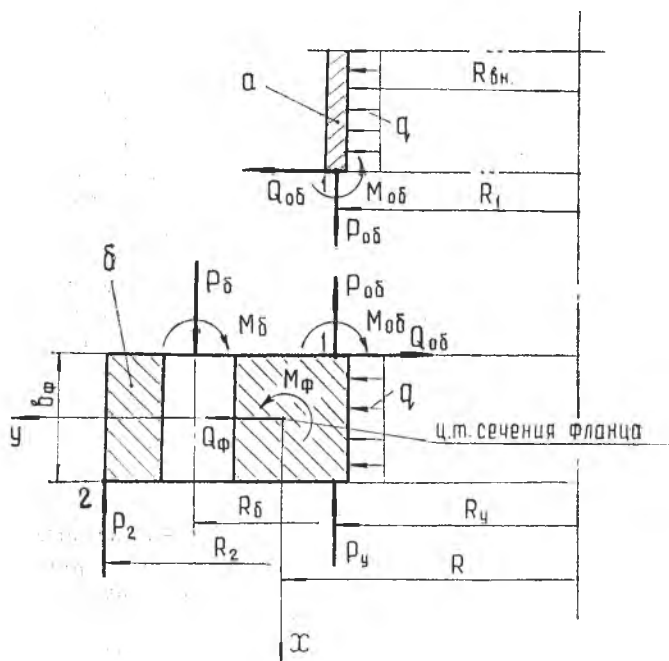


Рис. 2. Схема нагрузок, действующих на фланец:
 а — оболочка; б — фланец

I_{ϕ} — момент инерции поперечного сечения фланца относительно центральной оси, идущей в радиальном направлении.

Площадь и момент инерции поперечного сечения фланца (F_{ϕ} и I_{ϕ}) необходимо вычислять с учетом ослабления сечения отверстиями под болты; при этом можно рекомендовать для расчета эквивалент-

ный диаметр отверстия $d_э = \frac{z}{2\pi R_б} d_{отв}^2$ (где $d_{отв}$ — диаметр отверстий под болты), хотя в литературе [2], [3] есть и другие рекомендации.

3. Головки болтов (гайки) поворачиваются вместе с фланцем как жесткое целое, поэтому изгибающий момент на болте (шпильке)

$$M_б = \Theta_{\phi} \left(\frac{EI}{l} \right)_б \quad (3)$$

Усилие на болте в рабочем состоянии можно представить в виде суммы

$$P_б = P_з + P_б',$$

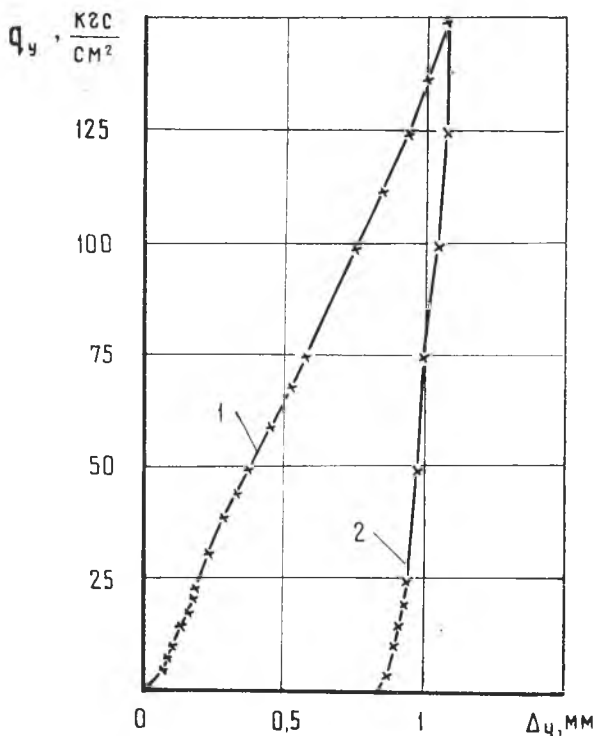


Рис. 3. Деформация уплотнительного кольца из стали X18N9T:

1 — при нагружении; 2 — при разгрузке

где, в силу вышесказанного, дополнительное усилие в случае соприкосновения фланцев в точке 2 (см. рис. 2)

$$P'_6 = \Theta_{\Phi} (R_2 - R_6) \left(\frac{EF}{l} \right)_6$$

4. Уравнение равновесия в направлении оси x

$$\Sigma P_{xi} = 0. \quad (4)$$

5. Жесткости уплотнительного кольца при нагружении C_{y-n} и разгрузке C_{y-p} разные. Эксперименты на металлических уплотнительных кольцах некоторых видов показали, что, несмотря на пластические деформации, величина обжатия колец Δy практически линейно зависит от прикладываемого погонного усилия q_y (рис. 3), т. е. жесткость таких колец постоянна, хотя и разная для нагружения и разгрузки. Приводимые далее расчеты справедливы и для случая, когда жесткость зависит от величины нагрузки; в этом слу-

чае расчеты можно провести, например, методом последовательных приближений.

6. Болты, оболочка и фланец находятся в упругом состоянии.

ЗАТЯЖКА СТЫКА

Пусть известны все геометрические размеры и упругие характеристики фланца, болтов, оболочки, уплотнительного кольца, первоначальный зазор между фланцами, полное усилие предварительной затяжки болтов $P_{0з}$, определен центр тяжести поперечного сечения фланца, значит, и радиус расположения центра тяжести R и координата x_1 (см. рис. 2), его площадь и момент инерции.

Рассмотрим I этап затяжки — от начала затяжки до касания фланцев друг с другом на периферии. На этом этапе на фланец действуют усилия затяжки болтов $P_з = P_б$, моменты на болтах $M_{б1}$, погонные усилия в стыке с оболочкой $Q_{об1}$ и $M_{об1}$ и на уплотнительном кольце — P_{y1} (все величины на I этапе будем обозначать индексом «I»).

Зазор между фланцами на периферии

$$\Delta_{21} = \Delta_0 - \frac{P_{y1}}{C_{y,n}} - 2\Theta_{\phi 1} (R_2 - R_y).$$

Крутящий момент, действующий на фланец,

$$M_{\phi 1} = \frac{1}{R} \left[-M_{об1} R_1 + Q_{об1} x_1 R_1 - P_{y1} R_y (R_y - R) + \right. \\ \left. + \frac{z}{2\pi} P_{з1} (R_б - R) - \frac{z}{2\pi} M_{б1} \right]. \quad (5)$$

Радиальное усилие, действующее на фланец,

$$Q_{\phi 1} = \frac{1}{R} (-Q_{об1} R_1). \quad (6)$$

Используя формулы (1) — (6), находим угол поворота фланца на

$$I \text{ этапе затяжки } \Theta_{\phi 1} = \frac{z(R_б - R_y) P_{з1}}{2\pi B_2},$$

где

$$B_2 = \frac{(EI)_{\phi}}{R} + \frac{z}{2\pi} \left(\frac{EI}{l} \right)_{\phi} + \frac{R_1}{B_1} \left(\frac{1}{k} + \frac{2k^2 D_{об} R_1 R}{(EF)_{\phi}} - x_1 \right) - \frac{(1-2kx_1)}{B_1} x_1 R_1; \\ B_1 = \frac{2kR_1 R}{(EF)_{\phi}} + \frac{1}{2kD_{об}}.$$

Усилия в стыке с оболочкой выражаются через угол поворота

$$\left. \begin{aligned} Q_{об1} &= \frac{1-2kx_1}{B_1} \Theta_{\phi 1}, \\ M_{об1} &= \frac{A_1}{B_1} \Theta_{\phi 1}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где

$$A_1 = \frac{1}{k} + \frac{2k^2 D_{об} R_1 R}{(EF)_{\phi}} - x_1.$$

В конце I этапа затяжки (соответствующим этому моменту величинам дадим дополнительный индекс «k»), величина $\Delta_{2Ik} = 0$, тогда необходимое усилие затяжки

$$P_{зIk} = \frac{2\pi}{z} \cdot \frac{\Delta_0}{B_3}, \quad (8)$$

где

$$B_3 = \frac{1}{R_y C_{y.н}} + \frac{2}{B_2} (R_2 - R_y)(R_6 - R_y).$$

Усилие на уплотнительном кольце в конце I этапа затяжки, согласно зависимостям (4) и (8),

$$P_{yIk} = \frac{\Delta_0}{R_y B_3}.$$

Если окажется, что усилие предварительной затяжки $P_{0з} < P_{зIk}$ и назначенный зазор Δ_0 не выбирается, то фланцы не будут соприкасаться. Чтобы в конце I этапа затяжки был выбран зазор Δ_0 и фланцы стали соприкасаться, необходимо либо при неизменном суммарном усилии затяжки $z \cdot P_{0з}$ установить зазор в стыке, равный

$$\Delta_0^* = \frac{z}{2\pi} P_{0з} B_3,$$

либо обеспечить суммарное усилие затяжки

$$(z P_{0з})^* = \frac{2\pi \Delta_0}{B_3}.$$

На II этапе затяжки к фланцу, кроме усилий, действующих на I этапе затяжки, приложено погонное усилие P_2 — опорная реакция в точке 2. Все величины на этом этапе будем обозначать индексом «II», а в конце этапа — индексом «IIк».

Усилие на уплотнительном кольце на II этапе

$$P_{yII} = -2C_{y.н} (R_2 - R_y) \Theta_{\phi II}.$$

Используя уравнения (1), (2), (3), находим угол поворота фланца на II этапе затяжки

$$\Theta_{\phi II} = \frac{-z (R_2 - R_6) P_{зII}}{2\pi B_4}, \quad (9)$$

где

$$B_4 = B_2 + 2C_{y.н} R_y (R_2 - R_y)^2.$$

Усилия в стыке с оболочкой выражаются формулой (7) (как и на I этапе затяжки), с соответствующей заменой индексов.

Очевидно, возможен случай, когда уплотнительное кольцо при затяжке обжимается не на максимально возможную величину и между фланцами после затяжки остается угол $\Theta_{\phi.з} = \Theta_{\phi Ik} +$

$+\Theta_{\Phi\Pi\kappa} > 0$. Этот случай будем называть общим. В частном случае кольцо будет обжато на максимально возможную величину, т. е. $|\Theta_{\Phi\Pi\kappa}| = \Theta_{\Phi\Pi\kappa}$ и в итоге суммарный угол поворота фланцев после II этапа затяжки

$$\Theta_{\Phi,з} = \Theta_{\Phi\Pi\kappa} + \Theta_{\Phi\Pi\kappa} = 0.$$

В общем случае усилие затяжки на II этапе

$$P_{з\Pi\kappa} = P_{0з} - P_{з\Pi\kappa},$$

а угол поворота фланца

$$\Theta_{\Phi\Pi\kappa} = -\frac{z}{2\pi B_4} (R_2 - R_6) \left(P_{0з} - \frac{2\pi}{z} \frac{\Delta_0}{B_3} \right).$$

В результате после II этапа в общем случае затяжки:

а) угол поворота фланца

$$\Theta_{\Phi,з} = \Theta_{\Phi\Pi\kappa} + \Theta_{\Phi\Pi\kappa} = \Delta_0 \frac{R_2 - R_y}{B_2 B_3} - P_{0з} \frac{z}{2\pi B_4} (R_2 - R_6); \quad (10)$$

б) усилие на уплотнительном кольце

$$P_{y,з} = P_{y\Pi\kappa} + P_{y\Pi\kappa} = \Delta_0 \frac{A_2}{B_3} + A_3 C_{y,н} z P_{0з}, \quad (11)$$

где

$$A_2 = \frac{1}{R_y} - 2C_{y,н} (R_2 - R_y) \frac{1}{B_4} (R_2 - R_6),$$

$$A_3 = \frac{1}{\pi B_4} (R_2 - R_y) (R_2 - R_6);$$

в) усилия в стыке оболочки с фланцем и момент на болте выражаются зависимостями (7) и (3) с соответствующей заменой индексов при величине Θ_{Φ} .

Используем выражение (9) и условие $\Theta_{\Phi\Pi\kappa} = -\Theta_{\Phi\Pi\kappa}$ и определим усилие затяжки II этапа $P_{з\Pi\kappa}$ при котором в частном случае фланцы смыкаются между собой по всей привалочной плоскости. В результате получим, что

$$P_{з\Pi\kappa} = \frac{2\pi}{z} \frac{B_4}{(R_2 - R_6)} \Theta_{\Phi\Pi\kappa}.$$

В частном случае будет и III этап затяжки, в конце которого фланцы будут прижиматься друг к другу усилием

$$P_{з\Pi\kappa} = P_{0з} - P_{з\Pi\kappa} - P_{з\Pi\kappa}.$$

При этом угол между фланцами $\Theta_{\Phi,з} = 0$, и поэтому усилия в стыке оболочки с фланцем и момент на болтах

$$Q_{об,з} = M_{об,з} = M_{6,з} = 0.$$

Так как жесткость фланцев на сжатие значительно больше жесткости на изгиб, то пренебрегаем деформацией фланцев на III этапе затяжки, т. е. будем считать, что усилие на уплотнительном кольце остается без изменения.

**НАГРУЗКИ И ДЕФОРМАЦИИ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ
НА РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ**

На рабочем режиме на фланец действуют следующие нагрузки (см. рис. 2):

- 1) силы и моменты на болтах P_6 и M_6 ;
 - 2) усилия в стыке с оболочкой $Q_{об}$, $P_{об}$, $M_{об}$;
 - 3) внутреннее давление q ;
 - 4) реакции уплотнительного кольца и второго фланца P_y и P_2 .
- Осевое усилие в стыке с оболочкой

$$P_{об} = \frac{q\pi R_y^2 + T}{2\pi R_1},$$

где T — внешняя осевая сила, действующая на стык.

Изменения угла поворота фланца и других величин, происходящие при приложении рабочих нагрузок, отметим индексом p , суммарные значения величин на рабочем режиме оставим без индекса. Тогда в общем случае затяжки усилия и момент на болтах:

$$\left. \begin{aligned} P_6 &= P_{03} + P'_6 = P_{03} + \Theta_{\phi,p}(R_2 - R_6) \left(\frac{EF}{l} \right)_6; \\ M_6 &= M_{6,3} + M_{6,p} = \Theta_{\phi} \left(\frac{EI}{l} \right)_6; \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

усилие на уплотнительном кольце

$$P_y = P_{y,3} - 2\Theta_{\phi,p}(R_2 - R_y) C_{y,p}; \quad (13)$$

крутящий момент, действующий на фланец,

$$\begin{aligned} M_{\phi} &= \frac{1}{R} \left[-P_2 R_2 (R_2 - R) + P_6 \frac{z}{2\pi} (R_6 - R) - \right. \\ &\left. - \frac{z}{2\pi} M_6 - P_{об} R_1 (R_1 - R) - M_{об} R_1 + Q_{об} x_1 R_1 - qb_{\phi} R_{вн} x_q - P_y R_y (R_y - R) \right]; \end{aligned} \quad (14)$$

радиальное усилие, действующее на фланец,

$$Q_{\phi} = \frac{1}{R} (qb_{\phi} R_{вн} - Q_{об} R_1), \quad (15)$$

где $\Theta_{\phi,p} = \Theta_{\phi} - \Theta_{\phi,3}$;

$x_q = x_1 + \frac{a_{\phi}}{2}$ — координата равнодействующей внутреннего давления qb_{ϕ} , приложенной к фланцу.

Используя выражения (1), (2), (3), (12)–(15), находим угол поворота фланца на рабочем режиме

$$\Theta_{\phi} = \frac{1}{B_3} \left[-\frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6) P_3 + P_{y,3} R_y (R_2 - R_y) + \right.$$

$$+ \Theta_{\phi,3} A_6 + q A_7 + P_{06} R_1 (R_2 - R_1)], \quad (16)$$

где

$$B_5 = \frac{(EI)_{\phi}}{R} + \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6)^2 \left(\frac{EF}{l} \right)_6 + \frac{z}{2\pi} \left(\frac{EI}{l} \right)_6 + R_1 \left(kD_{06} + \frac{1-2kx_1}{2kB_1} \right) - x_1 R_1 \frac{1-2kx_1}{B_1} + 2(R_2 - R_Y)^2 C_{y.p} R_Y;$$

$$A_5 = \frac{R_1^2 \cdot 0,85}{E_{06} h_{06}} - \frac{RR_{вн} b_{\phi}}{(EF)_{\phi}};$$

$$A_6 = 2(R_2 - R_Y)^2 R_Y C_{y.p} + \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6)^2 \left(\frac{EF}{l} \right)_6;$$

$$A_7 = R_1 \frac{A_5}{B_1} - 2 \frac{k}{B_1} A_5 x_1 R_1 - b_{\phi} R_{вн} x_q.$$

Определим давление раскрытия стыка $q_{\text{ркр}}$, предполагая, что имеется простое нагружение, т. е. $\frac{q}{P_{06}} = \frac{q_{\text{ркр}}}{P_{\text{об.ркр}}}$. Для этого используем условие $P_Y = 0$ и зависимости (13), (16), (10), (11):

$$q_{\text{ркр}} = \frac{\Delta_0 A_8 + z P_{03} A_9}{2C_{y.p} (R_2 - R_Y) \frac{1}{B_5} \left[A_7 + \frac{P_{06}}{q} R_1 (R_2 - R_1) \right]},$$

где

$$A_8 = \frac{A_2}{B_3} - 2C_{y.p} (R_2 - R_Y)^2 \frac{A_2 R_Y}{B_3 B_5} - 2C_{y.p} (R_2 - R_Y) \times \times \frac{(A_6 - B_5)}{B_5} \left[\frac{R_6 - R_Y}{B_2 B_3} + \frac{R_2 - R_6}{B_3 B_4} \right];$$

$$A_9 = A_3 C_{y.н} + C_{y.p} (R_2 - R_Y) \frac{(R_2 - R_6)}{\pi B_5} - 2C_{y.p} (R_2 - R_Y)^2 \times \times \frac{R_Y}{B_5} A_3 C_{y.н} + C_{y.p} (R_2 - R_Y) (A_6 - B_5) \frac{(R_2 - R_6)}{\pi B_4 B_5};$$

при этом угол поворота фланца

$$\Theta_{\phi, \text{ркр}} = \frac{\Delta_0 \frac{A_2}{B_3} + A_3 C_{y.н} z P_{03} + 2(R_2 - R_Y) C_{y.p} \Theta_{\phi,3}}{2(R_2 - R_Y) C_{y.p}}.$$

В частном случае затяжки выражения для угла поворота фланца, давления раскрытия стыка и угла поворота фланца при раскрытии примут вид

$$\Theta_{\phi} = \frac{1}{B_5} \left[-\frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6) P_{03} + \Delta_0 C_{y.н} R_Y (R_2 - R_Y) + q A_7 + P_{06} R_1 (R_2 - R_1) \right]; \quad (17)$$

$$q_{\text{ркр}} = \frac{\Delta_0 C_{y.н} \left[\frac{B_5}{2(R_2 - R_Y) C_{y.p}} - (R_2 - R_Y) R_Y \right] + \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6) P_{03}}{A_7 + \frac{P_{06}}{q} R_1 (R_2 - R_1)};$$

$$\Theta_{\text{ф.ркр}} = \frac{\Delta_0 C_{y.n}}{2(R_2 - R_y) C_{y.p}}.$$

Очевидно, что формулой (17) нельзя пользоваться для вычисления величины $\Theta_{\text{ф}}$, если

$$\left| -\frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6) P_{03} + \Delta_0 C_{y.n} R_y (R_2 - R_y) \right| \geq q A_7 + P_{06} R_1 (R_2 - R_1)$$

в этом случае угол $\Theta_{\text{ф}} = 0$.

После раскрытия стыка сила $P_y = 0$, и выражение для угла поворота фланца в общем случае затяжки принимает вид

$$\Theta_{\text{ф}} = \frac{1}{B_6} \left[q A_{10} + P_{06} R_1 (R_2 - R_1) - \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6) P_{03} + \Theta_{\text{ф.з}} \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6)^2 \left(\frac{EF}{l} \right)_6 \right], \quad (18)$$

где

$$B_6 = \frac{(EI)_{\text{ф}}}{R} + \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6)^2 \left(\frac{EF}{l} \right)_6 + \frac{z}{2\pi} \left(\frac{EI}{l} \right)_6 - x_1 \frac{R_1}{B_1} (1 - 2kx_1) + R_1 \left[kD_{c6} - \frac{1 - 2kx_1}{2kB_1} \right];$$

$$A_{10} = A_5 \frac{R_1}{B_1} (1 - 2kx_1) - b_{\text{ф}} R_{\text{вн}} x_q,$$

или в другой форме

$$\Theta_{\text{ф}} = \frac{1}{B_6} \left\{ q A_{10} + P_{06} R_1 (R_2 - R_1) - \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6) P_{03} \times \right. \\ \left. \times \left[1 + \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6)^2 \left(\frac{EF}{l} \right)_6 \frac{1}{B_4} \right] + \right. \\ \left. + \Delta_0 \frac{z}{2\pi} (R_2 - R_6)^2 \left(\frac{EF}{l} \right)_6 \left(\frac{R_6 - R_y}{B_2 B_3} + \frac{R_2 - R_6}{B_3 B_4} \right) \right\}.$$

Усилия на болтах после раскрытия стыка в общем случае затяжки

$$P_6 = P_{03} + (\Theta_{\text{ф}} - \Theta_{\text{ф.з}}) (R_2 - R_6) \left(\frac{EF}{l} \right)_6. \quad (19)$$

Приняв в уравнениях (18) и (19) $\Theta_{\text{ф.з}} = 0$, получим выражения для угла поворота фланца и усилий в болтах для частного случая затяжки.

Усилия в стыке фланца с оболочкой и изгибающий момент, действующий на болты после раскрытия стыка, определяются выражениями

$$Q_{06} = \frac{1}{B_1} [(1 - 2kx_1) \Theta_{\text{ф}} - 2kA_5 q];$$

$$M_{06} = \left(kD_{06} + \frac{1-2kx_1}{2kB_1} \right) \Theta_{\Phi} - q \frac{A_3}{B_1};$$

$$M_{\delta} = \Theta_{\Phi} \left(\frac{EI}{l} \right)_{\delta}.$$

АНАЛИЗ ПРЕДЛАГАЕМОЙ МЕТОДИКИ

Составленная методика учитывает жесткости всех основных элементов соединения (оболочки, болтов, фланцев, уплотнительного кольца), она позволяет рассчитывать соединение двух одинаковых фланцев на любом этапе работы стыка (затяжка, стык не раскрыт, стык раскрыт) и поэтому является достаточно общей.

Полученные формулы позволяют изучить влияние зазора Δ_0 и жесткостей уплотнительного кольца на напряженность соединения и на величину давления раскрытия стыка, которое в первом приближении можно принять равным давлению потери герметичности.

Для примера рассмотрим соединение двух соприкасающихся фланцев со следующими характеристиками: $z = 18$, $P_{03} = 11000$ кгс; $F_{\delta} = 227$ мм²; $I_{\delta} = 4100$ мм⁴; $d_{\delta} = 15,8$ мм; $E_{\delta} = 2 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $\sigma_{в.06} = 115$ кгс/мм²; $l_{\delta} = 20$ мм; $h_{06} = 8$ мм; $R_1 = 104$ мм; $E_{06} = 2,2 \cdot 10^4$ кгс/мм²; $\sigma_{в.06} = 100$ кгс/мм²; $F_{\Phi} = 945$ мм²; $I_{\Phi} = 6,15 \times 10^4$ мм⁴; $R = 118,3$ мм; $R_2 = 140$ мм; $R_{\delta} = 125$ мм; $R_y = 105$ мм; $R_{вн} = 99$ мм; $b_{\Phi} = 28$ мм; $x_1 = -14$ мм; $E_{\Phi} = 2,2 \cdot 10^4$ кгс/мм².

В стыке фланцев стоит металлическое уплотнительное кольцо из стали Х18Н9Т ($C_{у.н} = 140$ кгс/мм²; $C_{у.р} = 830$ кгс/мм², см. рис. 3).

Расчеты показали, что для этого соединения величина $q_{ркр}$ существенно повышается с увеличением Δ_0 и при $\Delta_0 = 1$ мм (применяемая часто на практике величина зазора) в 2 раза превышает величину $q_{ркр}$ при нулевом зазоре (рис. 4). Это свидетельствует о значительной погрешности расчетов без учета уплотнительного кольца, если последнее обладает существенной жесткостью.

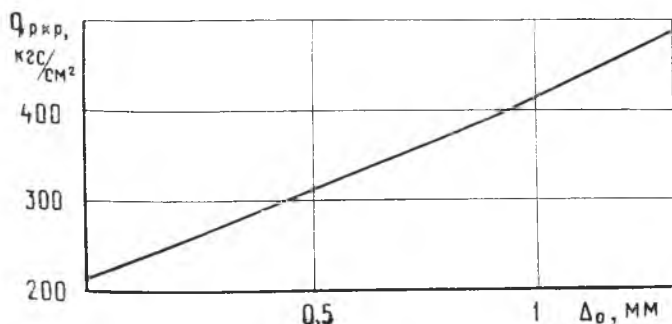


Рис. 4. Зависимость давления раскрытия стыка от первоначального зазора между фланцами

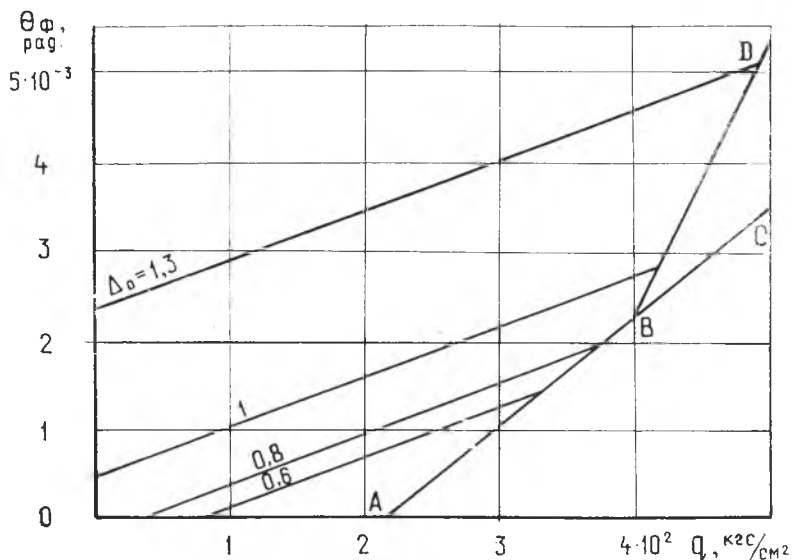


Рис. 5. Зависимость угла поворота фланца от внутреннего давления

Для рассматриваемого примера на рис. 5 представлено изменение величины Θ_{ϕ} с ростом рабочего давления для различных значений Δ_o . Как видно из рисунка, большим значениям зазора Δ_o соответствуют большие углы поворота фланца и большие давления раскрытия стыка. При этом изменении угла поворота после раскрытия стыка в частном случае затяжки описывается линией ABC , а в общем случае — линией ABD .

В табл. 1 приведены результаты расчета на прочность оболочка в месте стыка с фланцем и болтов для различных значений Δ_o при действии давления $q=200 \text{ кгс/см}^2$ при силе $T=0$. Как видно из таблицы, с ростом зазора Δ_o напряжения в болтах возрастают. Поэтому при проектировании фланцевых соединений необходимо выбрать зазор Δ_o так, чтобы нагрузки, приводящие к раскрытию стыка, превышали рабочие нагрузки на нужную величину и чтобы элементы соединения имели достаточные запасы прочности.

На основании анализа вышеизложенного можно построить диаграмму затяжки соединения с соприкасающимися фланцами, аналогичную известной диаграмме затяжки Бобарыкова—Сидорова для болтового соединения, работающего на растяжение [4]. На диаграмме отрезок Oe (рис. 6) выражает удлинение болта, полученное при затяжке; отрезок ae — деформацию сжатия уплотнительного кольца, произошедшую в процессе затяжки; прямые ab , bc и cd описывают деформацию уплотнительного кольца в процессе I, II и III этапов затяжки соответственно. Ломаная def опи-

Таблица 1

Зазор Δ_0 , мм	Напряжения, кгс/мм ²				
	в болте		в оболочке		
	растяжения $\sigma = \frac{P_6}{\frac{\pi}{4} d^2_6}$	изгиба $\sigma = \frac{M_6}{\frac{\pi}{32} d^3_6}$	изгиба $\sigma = \frac{GM_{об}}{h^2_{об}}$	сдвига $\tau = \frac{Q_{об}}{h_{об}}$	растяжения $\sigma = \frac{P_{об}}{h_{об}}$
0	56,1	0	23,2	2,8	13,2
0,6	68,4	7,5	14,3	2,1	
0,8	72,8	10,2	11,2	1,8	
1	75,4	17,0	8,2	1,2	

сывает смещение уплотнительного кольца при действии рабочих нагрузок. Заметим, что в проведенных расчетах податливостью фланцев на сжатие пренебрегалось, что соответствует вертикальному направлению линии cd . В действительности же вследствие податливости фланцев смещение их будет описываться ломаной $a'b'c'd$.

В зависимости от величины первоначального зазора между фланцами диаграмма затяжки меняет свой вид (рис. 7), и в край-

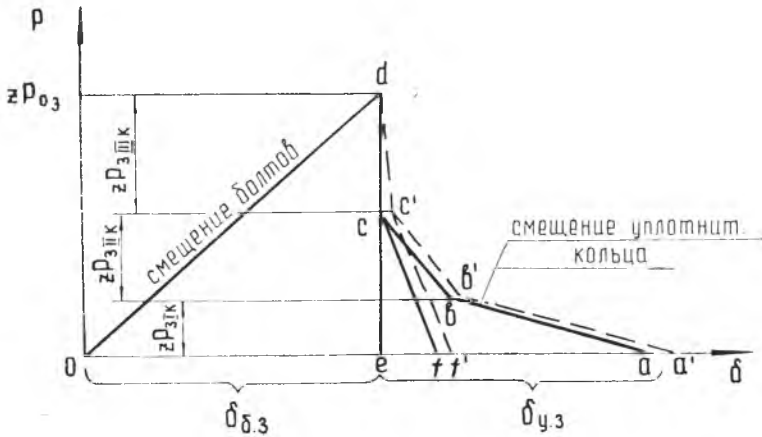


Рис. 6. Диаграмма затяжки соединения с соприкасающимися фланцами

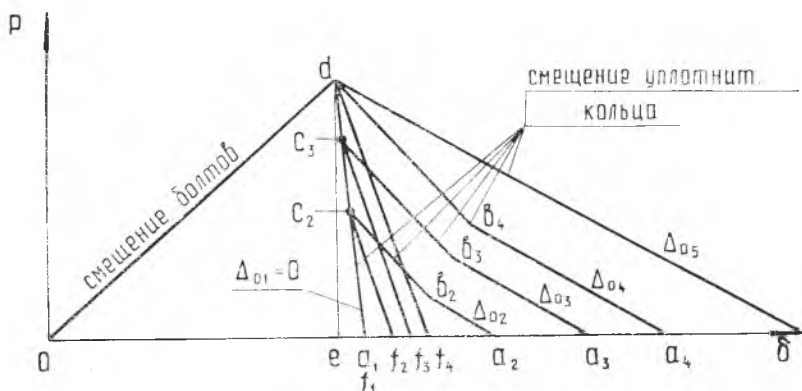


Рис. 7. Диаграммы затяжки фланцевого соединения при различных зазорах между фланцами ($\Delta_{01} < \Delta_{02} < \Delta_{03} < \Delta_{04} < \Delta_{05}$)

них случаях (Δ_{01} и Δ_{05}) она превращается в известную диаграмму Бобарыкова—Сидорова.

Сравнение диаграммы Бобарыкова—Сидорова с полученной диаграммой затяжки (см. рис. 6) показывает, что последняя является более общей.

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета соединений с соприкасающимися одинаковыми фланцами и с жестким уплотнительным кольцом. Методика учитывает жесткости всех элементов соединения (фланцев, оболочки, болтов, уплотнительного кольца), последовательность нагружений при затяжке и поэтому является достаточно общей.

2. Составленная методика позволяет проводить расчет на прочность элементов фланцевого соединения и определять нагрузки, при которых стык раскрывается. Методика позволяет оценивать различные типы уплотнительных колец (в том числе их материал) с точки зрения обеспечения нераскрытия стыка и прочности элементов соединения.

3. Установлено большое влияние первоначального зазора между фланцами, с ростом которого значительно повышается давление раскрытия стыка. Показана возможность выбора оптимальной величины первоначального зазора между фланцами, при котором обеспечиваются достаточные значения давления раскрытия стыка и допустимый уровень напряжений в элементах соединения.

4. Построена диаграмма затяжки соединения с соприкасающимися фланцами, которая обобщает известную диаграмму Бобарыкова—Сидорова.

5. На основе составленной методики возможна разработка методики расчета стыков на герметичность, для чего необходимо иметь характеристику герметичности применяемого типа уплотнения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Т. 2. М., «Наука», 1965.
2. Волошин А. А., Григорьев Г. Т. Расчет и конструирование фланцевых соединений. М., «Машиностроение», 1972.
3. Бугов А. У. Еще раз о расчете напряженного состояния симметричных кольцевых фланцевых соединений валов гидротурбин. «Энергомашиностроение», 1966, № 7.
4. Детали машин. Под ред. Ачеркана Н. С. Т. 1. М., «Машиностроение», 1968.

Б. А. Апухтин
Н. С. Кондрашов

О МЕХАНИЗМЕ ВОЗБУЖДЕНИЯ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТОРЦЕВЫХ КОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

В современных турбомашинах для разделения полостей с разными давлениями, через которые проходит вращающийся ротор, используются торцевые контактные уплотнения, состоящие из сильфона и шайбы, прижатой к ротору (рис. 1).

В таких уплотнениях при отсутствии ограничения поперечных смещений шайбы силы трения на контактной поверхности шайбы могут вызвать устойчивое круговое движение ее в направлении, противоположном вращению ротора.

Существо явления состоит в следующем. Пусть закрепленная на сильфоне шайба 1 (рис. 2) по какой-либо причине оказалась смещенной относительно ротора 2, например, в направлении оси y , но осталась прижатой к вращающемуся ротору по всей плоскости контакта. Тогда из-за поперечной жесткости сильфона нормальное давление в контакте оказывается неравномерным по окружности: оно возрастает в зоне A и уменьшается в зоне C в сравнении с давлением в зонах B и D . Вследствие этого неравномерной по окружности становится и сила трения (на рис. 2 это

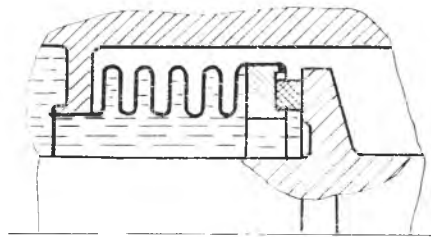


Рис. 1. Схема торцевого контактного уплотнения