УДК 66.048.54 Группа Г02

РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ

СОСУДЫ И АППАРАТЫ. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений

РД 26-I5-88

ОКСТУ 3603

Дата введения 0I.07.89

Настоящий руководящий документ устанавливает нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений сосудов и аппаратов из стали, работающих в химической, нефтехимической и смежных отраслях промышленности в условиях воздействия статических и повторностатических нагрузок. Допускается применять настоящий РД для расчета фланцевых соединений трубопроводов и штуцеров при условии выполнения п.I.3.

Руководящий документ применим при соблюдении требований ОСТ 26-291.

gost.e-ecolog.ru

I. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

I.I. Термины и условные обозначения соответствующих им физических величин приведены в обязательном приложении I.

I.2. Типы фланцевых соединений приведены на черт. I-4[X]. Пределы применения типов фланцевых соединений приведены в справочном приложении 5.

I.3. Расчетные формулы настоящего стандарта применимы при

$$\frac{D_н}{D} \leq 2 \quad \text{и} \quad \frac{2 \cdot h}{D_н - D} \geq 0{,}25 .$$

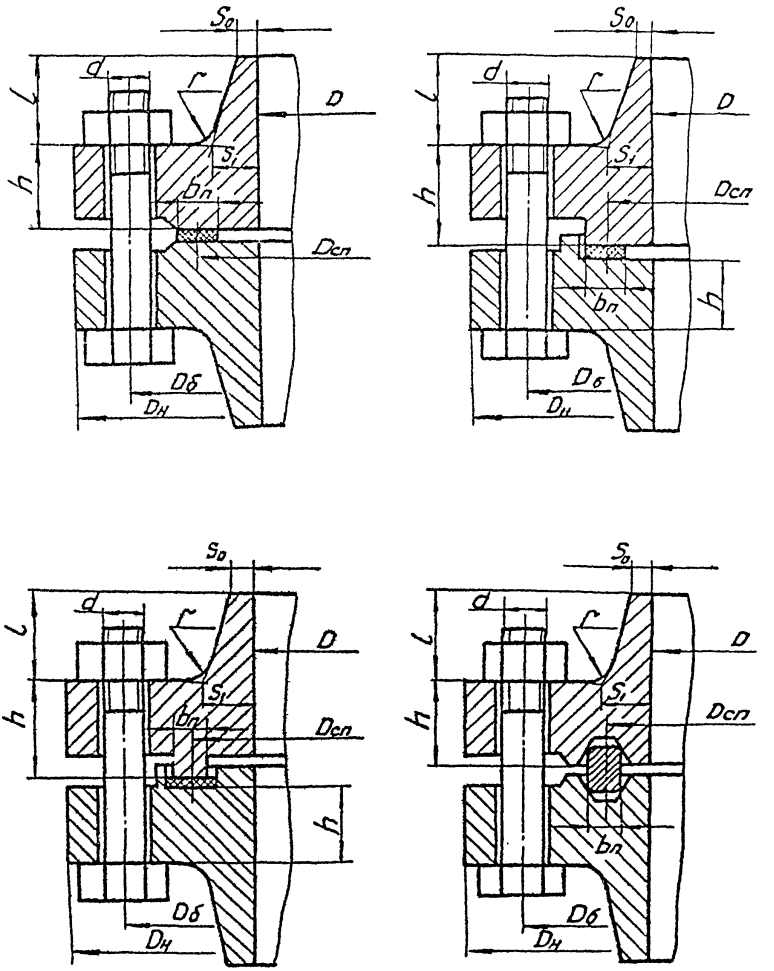
I.4. Если число циклов нагружения, вызванное сборками-разборками и изменениями режима эксплуатации (давления, температуры), более 1000, то необходимо после проверки прочности фланцев по разделу 8 произвести расчет на малоцикловую прочность по разделу 9.

I.5. Рабочая температура элементов фланцевого соединения определяется на основании теплотехнических расчетов или результатов испытаний. Допускается определять расчетную температуру элементов фланцевого соединения по табл.I.

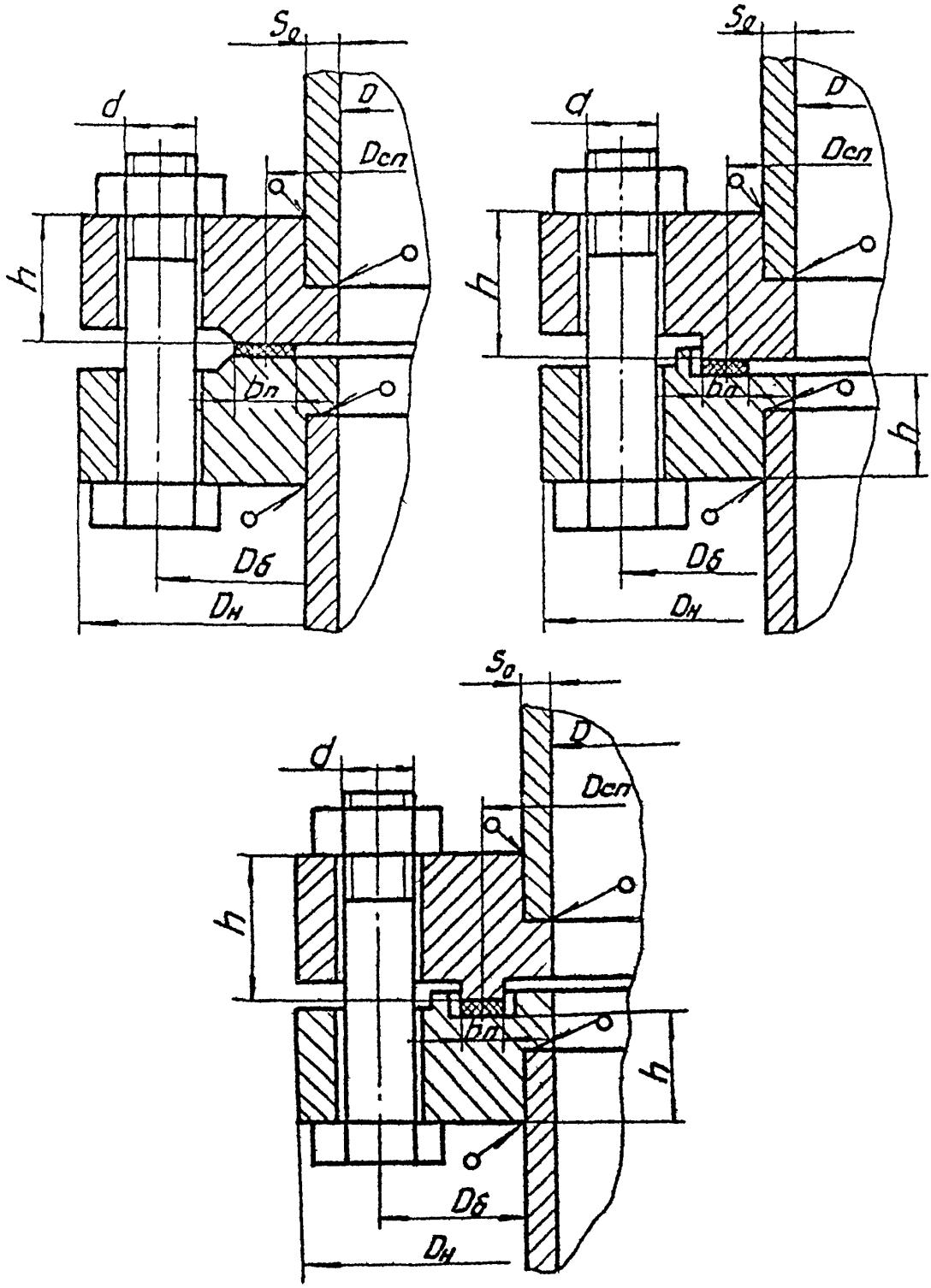
Таблица I

Тип фланцевого соединения	Изолированные			Неизолированные		
	$t_ф$	$t_к$	$t_б$	$t_ф$	$t_к$	$t_б$
Плоские, приварные в стык (черт.I, 2)	t	-	$0{,}97t$	$0{,}96t$	-	$0{,}95t$
Со свободными кольцами (черт.3)	t	$0{,}97t$	$0{,}90t$	$0{,}96t$	$0{,}90t$	$0{,}81t$
Фланцы приварные под зажимы (черт.4)	t	-	$0{,}55t$	$0{,}96t$	-	$0{,}55t$

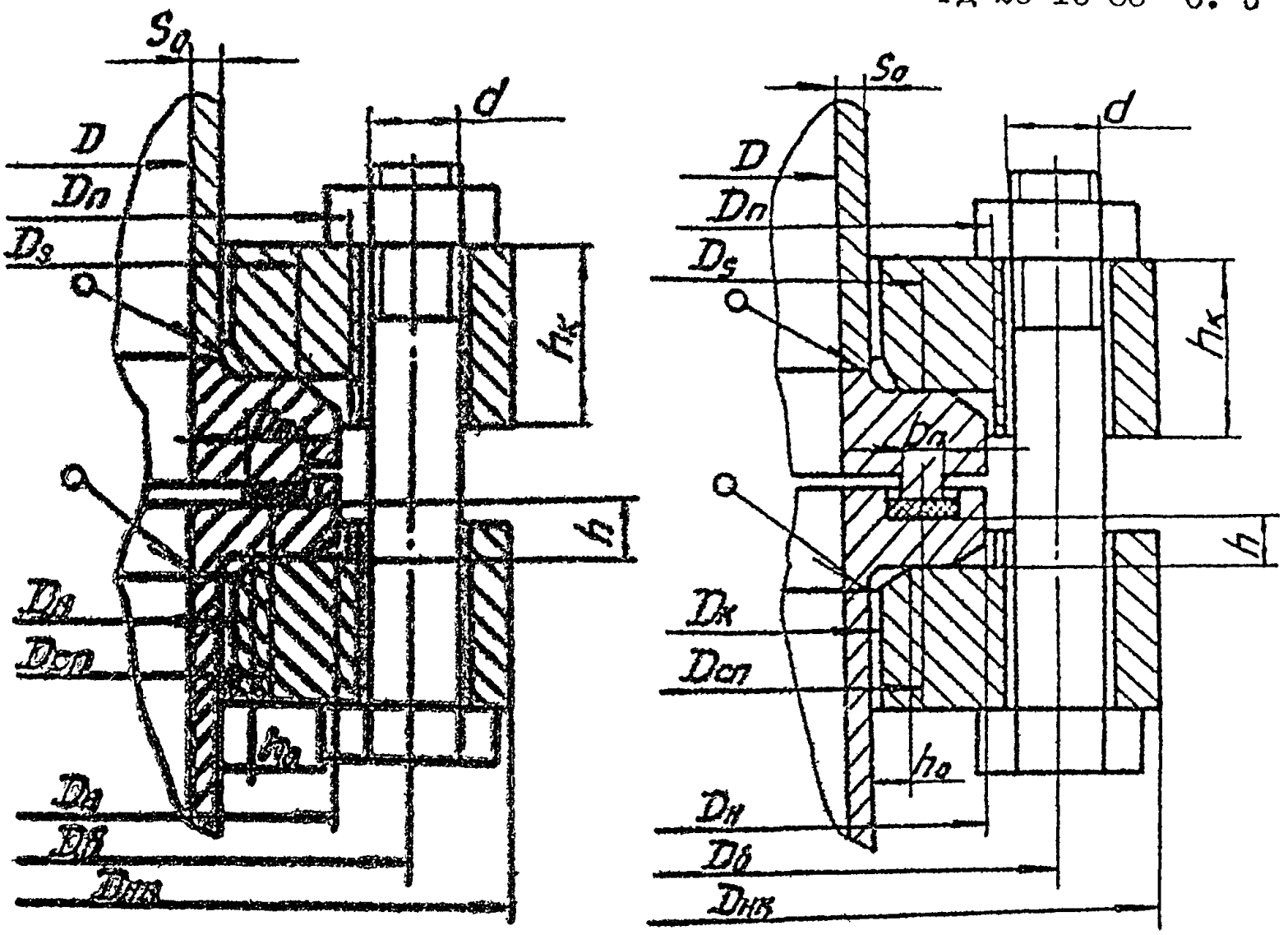
[X] Чертеж не определяет конструкцию.



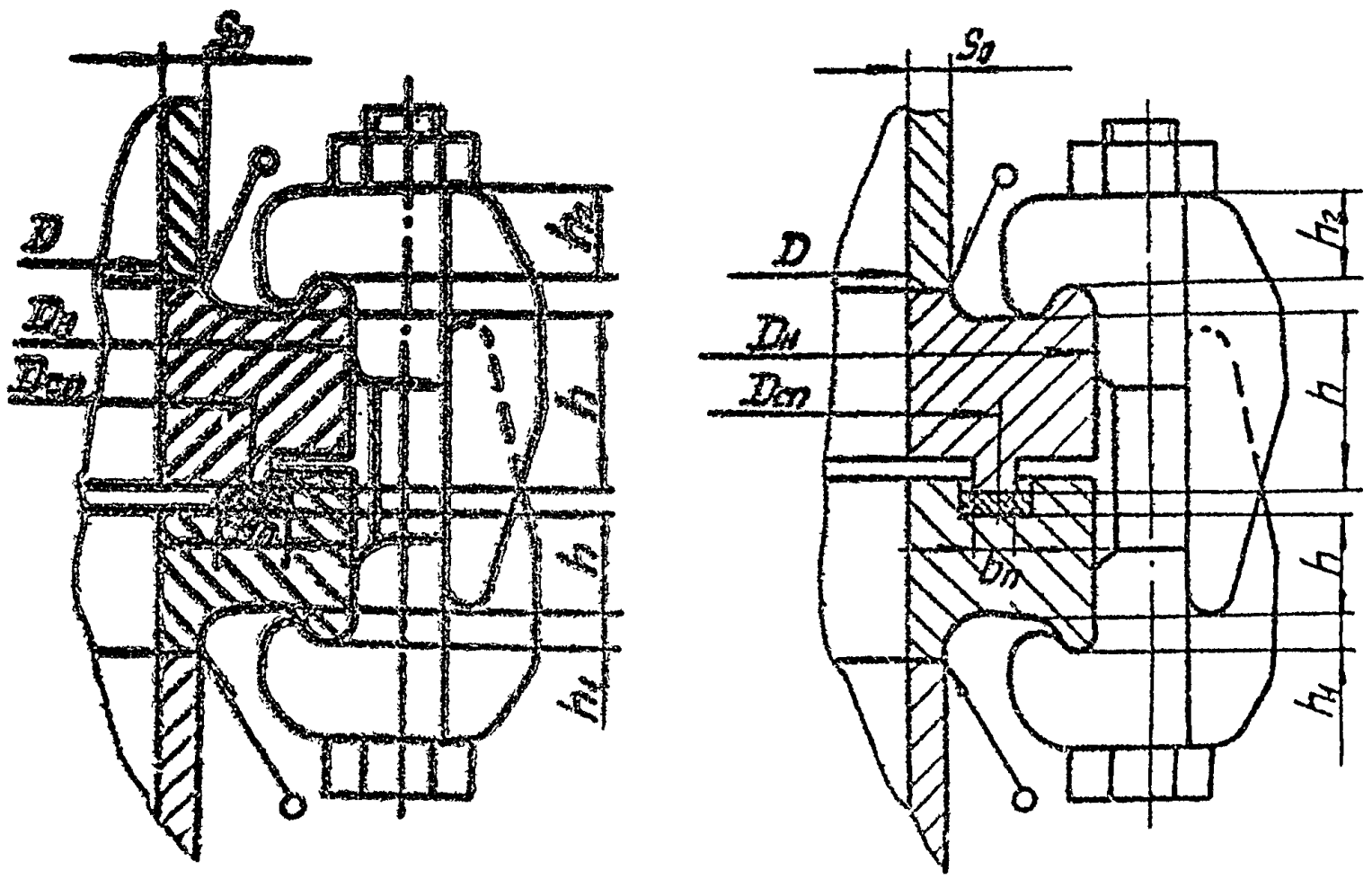
Черт.I



Черт.2



Черт.3



Черт.4

I.6. При работе аппарата в условиях нескольких расчетных режимов по температуре и давлению расчет производится на условия, обеспечивающие прочность и герметичность фланцевого соединения во всех режимах.

2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

2.I. Допускаемые напряжения для материалов болтов (шпилек) определяются по формулам при условии:

а) если расчетная температура не превышает для болтов (шпилек) из углеродистых сталей 380°С, низколегированных сталей - 420°С, аустенитных сталей - 525°С

$$[\sigma]_б = \frac{\sigma_т}{n_т};$$

б) если расчетная температура болтов (шпилек) превышает указанную в п.а

$$[\sigma]_б = min\left\{\frac{\sigma_т}{n_т};\ \frac{\sigma_{D\cdot10^5}}{n_D};\ \frac{\sigma_{1\%\cdot10^5}}{n_п}\right\}.$$

2.2. Коэффициенты запаса прочности $n_т$ приведены в табл.2.

Таблица 2

Материал болтов		$n_т$			
		Рабочие условия		Условия испытания	
		затяжка не контролируется	затяжка контролируется	затяжка не контролируется	затяжка контролируется
Углеродистые стали	$\frac{\sigma_т}{\sigma_в} \geq 0{,}7$	2,6-2,8	2,4	2,I	I,8
	$\frac{\sigma_т}{\sigma_в} < 0{,}7$	2,3	2,I	I,7	I,6
Аустенитные стали		I,9	I,8	I,4	I,3

2.3. Коэффициент запаса прочности по пределу длительной прочности n_D = I,8.

Коэффициент запаса прочности по пределу ползучести $n_п$ = I,I.

2.4. Допускаемые напряжения для материалов болтов (шпилек) для рабочих условий определяются по табл.3.

2.5. Допускаемые напряжения для материала фланцев при расчете статической прочности:

а) для фланцев по черт.I

в сечении S_1:

для рабочих условий и затяжки

$$[\sigma]_{S_1} = 1{,}5\,[\sigma],$$

для условий испытания и затяжки

$$[\sigma]_{S_1} = 2{,}0\,[\sigma]^{20};$$

б) для фланцев по черт.I, 2, 3, 4, II

в сечении S_0:

для рабочих условий

$$[\sigma]_{S_0} = (4{,}5 - 2{,}0\cdot\frac{\sigma_{02}}{\sigma_в})[\sigma],$$

для условий испытания

$$[\sigma]_{S_0} = (6{,}0 - 2{,}7\,\frac{\sigma_{02}}{\sigma_в})\,[\sigma]^{20};$$

в) для кольца свободного фланца:

для рабочих условий и затяжки

$$[\sigma]_к = 1{,}5\,[\sigma],$$

для условий испытаний

$$[\sigma]_к = 2{,}0\,[\sigma]^{20},$$

σ_{02}, $\sigma_в$, $[\sigma]$ – принимаются по ОСТ 26-II-04 или другой нормативной документации при расчетной температуре.

Расчет фланцевого соединения для условий испытания производить не требуется, если расчетное давление в условиях испытания будет меньше, чем расчетное давление в рабочих условиях, умноженное на $1{,}35\,\frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]}$.

3. РАСЧЕТ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВЕЛИЧИН

3.I. Эффективная ширина прокладки, мм:

$b_o = b_п$ при $b_п \leq$ I5 мм,

$b_o = 3{,}8\sqrt{b_п}$ при $b_п >$ I5 мм.

Для прокладок овального или восьмигранного сечения

$$b_o = \frac{b_п}{4}.$$

3.2. Характеристики прокладки m, $q_{доп}$, K, $E_п$ принимаются по табл.4.

3.3. Податливость прокладки, мм/Н

$$y_п = \frac{h_п \cdot K}{E_п \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_п}.$$

Для металлических и асбометаллических прокладок

$$y_п = 0.$$

3.4. Податливость болтов (шпилек) для фланцев по черт.I, 2, 3, II, мм/Н

$$y_б = \frac{l_б}{E_б^{20} \cdot f_б \cdot n},$$

где $l_б = l_{б0} + 0{,}28d$ – для болта,

$l_б = l_{б0} + 0{,}56d$ – для шпильки,

$f_б$ – принимается по табл.5.

3.5. Податливость зажимов для фланцев по черт.4, мм/Н

$$y_з = \frac{\lambda_з^{20}}{n},$$

где $\lambda_з$ принимается по ОСТ 26-0I-64 .

3.6. Параметры фланца[x]

3.6.I. Эквивалентная толщина втулки, мм

$$S_э = K \cdot S_o ,$$

где K – определяется по черт.5.

Для фланцев по черт.2, 3, 4

$$S_э = S_o .$$

3.6.2. Коэффициенты

$$\omega = \frac{I}{I+0,9\lambda (I+\psi_I \cdot j^2)} ,$$

где $\lambda = \frac{h}{\sqrt{D S_э}}$; $j = \frac{h}{S_э}$;

ψ_I – определяется по черт.6.

Для крышек сферических неотбортованных

$$\lambda_I = \frac{h}{D}\sqrt{\frac{R_c}{S_o}} ;$$

$$\omega_I = \frac{I}{I+I,285\lambda_I + I,274\lambda_I \cdot \psi_I \cdot j^2} .$$

3.6.3. Угловая податливость фланца, I/Н·мм

$$y_ф = \frac{[I - \omega \cdot (I+0,9\lambda)] \cdot \psi_2}{E^{20} \cdot h^3} ,$$

где ψ_2 – определяется по черт.7.

Для фланца со сферической неотбортованной крышкой

$$y_{крс} = \frac{[I - \omega_I (I+I,285\lambda_I)] \cdot \psi_2}{E^{20} \cdot h^3} .$$

---

[x] В случае соединения с разными (по материалам или размерам) фланцами расчет следует производить для каждого фланца.

3.7. Угловая податливость свободного кольца по черт.3, I/Н.мм,

$$y_к = \frac{I}{E_к^{20} \cdot h_к^3 \cdot \psi_к},$$

где $\psi_к$ - определяется по черт.6.

3.8. Угловая податливость плоской крышки, $\frac{I}{Н \cdot мм}$,

$$y_{кр} = \frac{X_{кр}}{E_{кр}^{20} \cdot \delta_{кр}^3},$$

где $$X_{кр} = \frac{0{,}67\left[K_{кр}^2 \cdot (1 + 8{,}55 \cdot \lg K_{кр}) - 1\right]}{(K_{кр} - 1)\left[K_{кр}^2 - 1 + (1{,}857 K_{кр}^2 + 1)\frac{h_{ср}^3}{\delta_{кр}^3}\right]};$$

$$K_{кр} = \frac{D_н}{D_{сп}}.$$

3.9. Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом, $\frac{I}{Н \cdot мм}$,

для фланцев по черт. I, 2

$$y_{фн} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_б}{E^{20} \cdot D_н \cdot h^3};$$

для фланца по черт.3

$$y_{фн} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_б}{E^{20} \cdot D_н \cdot h^3};$$

для свободного кольца

$$y_{фс} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_б}{E_к^{20} \cdot D_{нк} \cdot h_к^3}.$$

3.IO. Плечи моментов, мм:

для фланцев по черт.I, 2, 4[x]

$$b = 0{,}5(D_б - D_{сп}),$$

[x] Для фланцев по черт. 4 $D_б = D_н - 2R$.

$$e = 0{,}5(D_{сп} - D - S_э);$$

для фланцев по черт.3

$$a = 0{,}5(D_б - D_s),$$

$$b = 0{,}5(D_s - D_{сп}),$$

$$e = 0{,}5(D_{сп} - D - S_э),$$

$$D_s = 0{,}5(D_н + D_н + 2h_o).$$

4. КОЭФФИЦИЕНТ ЖЕСТКОСТИ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

4.I. Фланцевое соединение, нагруженное внутренним давлением и внешней осевой силой:

для соединения по черт.I, 2, 4

$$\alpha = 1 - \frac{y_п - (y_{ф1} \cdot e_1 + y_{ф2} \cdot e_2) \cdot b}{\eta},$$

где $$\eta = y_п + y_б + (y_{ф1} + y_{ф2}) \cdot b^2;$$

для соединения по черт.4

$$\eta = y_п + y_з + (y_{ф1} + y_{ф2}) \cdot b^2;$$

для фланцев с овальными и восьмигранными прокладками и для соединений по черт.3

$$\alpha = I;$$

для соединения с крышкой

$$\alpha = 1 - \frac{y_п - (y_ф \cdot e + y_{кр} \cdot b) b}{\eta},$$

где $$\eta = y_п + y_б + y_ф \cdot b^2 + y_{кр} \cdot b^2.$$

4.2. Фланцевое соединение, нагруженное внешним изгибающим моментом,

$$\delta_м = -(1+\beta_м),$$

где $$\beta_м = \frac{2 y_{фм} b e \left(1-\frac{e}{D_{сл}}\right) - y_л \left(\frac{D_б}{D_{сл}}\right)^2}{y_б + y_л \left(\frac{D_б}{D_{сл}}\right)^2 + 2 y_{фм} b^2};$$

для фланцев по черт.3

$$\beta_м = \frac{2 y_{фм} b e \left(1-\frac{e}{D_{сл}}\right) - y_л \left(\frac{D_б}{D_{сл}}\right)^2}{y_б + y_л \left(\frac{D_б}{D_{сл}}\right)^2 + 2 y_{фс} a^2 + 2 y_{фм} b^2}.$$

5. РАСЧЕТ НАГРУЗОК

5.I. Равнодействующая внутреннего давления, Н,

$$Q_q = 0{,}785\, D_{сл}^2 \cdot p.$$

5.2. Реакция прокладки в рабочих условиях, Н,

$$R_п = \pi \cdot D_{сл} \cdot b_о \cdot m \cdot |p|.$$

5.3. Нагрузка, возникающая от температурных деформаций, Н[x]:

в соединении по черт.I,2

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1}\left(\delta_{ф1} h' t_ф + \delta_{ф2} h'' t_ф - \delta_б L_{бо} t_б\right),$$

где $$\eta_1 = y_л + y_б \frac{E_c}{E_б^{tc}} + \left(y_{ф1} \frac{E_1}{E_1^{tc}} + y_{фв} \frac{E_в}{E_в^{tc}}\right) b^2;$$

в соединении по черт.3

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1}\left(\delta_{ф1} h' t_ф + \delta_{фв} h'' t_ф + 2\delta_к t_к h_к - \delta_б L_{бо} t_б\right),$$

---

[x] В случае, если между фланцами зажата трубная решетка или другая деталь, необходимо учесть температурную деформацию этой детали.

где $\eta_1 = \gamma_n + \gamma_б \frac{E_б}{E_б^{20}} + 2\gamma_к \frac{E_к}{E_к^{20}} a^2 + (\gamma_{ф1} \frac{E_1}{E_1^{20}} + \gamma_{ф2} \frac{E_2}{E_2^{20}}) b^2$;

в соединении по черт.4

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1}[\alpha_{ф1}(h' + h_1')t_ф + \alpha_{ф2}(h'' + h_1'')t_ф + 2\alpha_б h_2 t_б - \alpha_б L_{бк} t_б],$$

где $\eta_1 = \gamma_n + \gamma_б \frac{\lambda_б}{\lambda_б^{20}} + (\gamma_{ф1} \frac{E_1}{E_1^{20}} + \gamma_{ф2} \frac{E_2}{E_2^{20}}) b^2$;

в соединении с крышкой

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1}(\alpha_ф h t_ф + \alpha_{кр} h_{кр} t_ф - \alpha_б L_{бк} t_б),$$

где $\eta_1 = \gamma_n + \gamma_б \frac{E_б}{E_б^{20}} + \gamma_ф \frac{E}{E^{20}} \cdot b^2 + \gamma_{кр} \frac{E_{кр}}{E_{кр}^{20}} \cdot b^2$;

$\alpha_ф$, $\alpha_к$, $\alpha_{кр}$ – определяются по ОСТ 26-II-04-84;

$\alpha_б$ – определяется по приложению 2.

5.4. Болтовая нагрузка $P_б$ в условиях монтажа принимается большей из следующих значений, Н[X],

$$P_{б1} = \alpha(Q_q + F) + R_n - Q_t + \left|\frac{4 \cdot \alpha_м \cdot M}{D_{сп}}\right|;$$

$$P_{б2} = 0{,}5 \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_э \cdot q_{обж};$$

$$P_{б3} = 0{,}4\,[\sigma]_б^{20} \cdot n \cdot f_б \quad \text{для фланцев по черт. I, 2, 3;}$$

$$P_{б4} = 0{,}4\,B_1 \cdot n \quad \text{для фланцев по черт. 4,}$$

где B_1 – принимается по табл.5.

5.5. Приращение нагрузки в болтах (шпильках) в рабочих условиях, Н,

$$\Delta P_б = (1 - \alpha)(Q_q + F) + Q_t + \frac{4 \beta_м \cdot M}{D_{сп}}.$$

[X] $F < 0$, если усилие сжимающее. При определении $P_{б_1}$ величина Q_t учитывается только при $Q_t < 0$.

6. РАСЧЕТ БОЛТОВ (ШПИЛЕК)

6.I. Условия прочности болтов (шпилек)[x]:

для фланцев по черт.I, 2, 3

$$\sigma_{б1} = \frac{P_б}{n \cdot f_б} \leq \xi [\sigma]_б^{20};$$

$$\sigma_{б2} = \frac{P_{б1} + \Delta P_б}{n \cdot f_б} \leq [\sigma]_б ,$$

где ξ = I,I + I,2;

для фланцев по черт.4

$$\sigma_{б1} = \frac{1{,}25 \cdot P_б}{n \cdot f_б} \leq \xi [\sigma]_б^{20};$$

$$\sigma_{б2} = \frac{1{,}25 (P_{б1} + \Delta P_б)}{n \cdot f_б} \leq [\sigma]_б .$$

6.2. Рекомендуемое значение крутящего момента при затяжке приводится в приложении 3 (рекомендуемое).

7. РАСЧЕТ ПРОКЛАДОК

Условие прочности прокладки проверяется для мягких прокладок

$$q = \frac{P_б}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_п} \leq [q] .$$

---

[x] Величина $\xi > I$ допускается по согласованию с одним из авторов стандарта.

8. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ[x]

8.I. Угол поворота фланца при затяжке

$$\theta = M_{o1}\frac{[1-\omega(1+0{,}9\lambda)]\cdot\psi_2}{E^{20}\cdot h^3},$$

где $M_{o1} = P_б \cdot b$.

8.2. Приращение угла поворота фланца в рабочих условиях

$$\Delta\theta = \Delta M_{o1}\frac{[1-\omega(1+0{,}9\lambda)]\,\psi_2}{E\,h^3},$$

где $$\Delta M_{o1} = \Delta P_б \cdot b + \left(Q_q + \frac{4\cdot M}{D_{сп}} + F\right)\cdot e .$$

8.3. Меридиональное напряжение в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях при затяжке, МПа:

для фланцев по черт.I в сечении S_1

$$\sigma_{и} = \sigma_1; \qquad \sigma_{i2} = -\sigma_1,$$

где $$\sigma_1 = \frac{T\cdot\omega\cdot M_{o1}}{D^*\cdot(S_1-C)^2},$$

T - определяется по черт.8,

$D^* = D$ при $D \geq 20S_1$,

$D^* = D + S_o$ при $D < 20S_1$ и $f > 1$,

$D^* = D + S_1$ при $D < 20S_1$ и $f = 1$;

для фланцев по черт.I в сечении S_o

$$\sigma_{e1} = f\sigma_1; \qquad \sigma_{e2} = -f\sigma_1,$$

где f - определяется по черт.9;

---

[x] В случае соединения с разными (по размерам или материалам) фланцами расчет следует производить для каждого фланца.

для фланцев по черт.2, 3, 4

$$\sigma_{z1} = \sigma_t \; ; \qquad \sigma_{z2} = -\sigma_t \; ,$$

где $$\sigma_t = \frac{T \cdot \omega \cdot M_{ot}}{D\,(S_0 - C)^2} \; .$$

8.4. Приращения меридиональных напряжений в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях, МПа:

для фланцев по черт. I в сечении S_1

$$\Delta\sigma_M = \Delta\sigma_M + \Delta\sigma_t \; ; \qquad \Delta\sigma_{z2} = \Delta\sigma_M - \Delta\sigma_t \; ,$$

где $$\Delta\sigma_M = \frac{Q_0 + \frac{4M}{D_{cp}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_1 - C)} \; ,$$

$$\Delta\sigma_t = \frac{T \cdot \omega \cdot \Delta M_{ot}}{D^2 (S_1 - C)^2} \; ;$$

в сечении S_0

$$\Delta\sigma_{z1} = \Delta\sigma_M + f\Delta\sigma_t \; ; \qquad \Delta\sigma_{z2} = \Delta\sigma_M - f\Delta\sigma_t \; ,$$

где $$\Delta\sigma_M = \frac{Q_0 + \frac{4 \cdot M}{D_{cp}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_0 - C)} \; ;$$

для фланцев по черт.2, 3, 4

$$\Delta\sigma_{z1} = \Delta\sigma_M + \Delta\sigma_t \; ; \qquad \Delta\sigma_{z2} = \Delta\sigma_M - \Delta\sigma_t \; ,$$

где $$\Delta\sigma_M = \frac{Q_0 + \frac{4 \cdot M}{D_{cp}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_0 - C)} \; ,$$

$$\Delta\sigma_t = \frac{T \cdot \omega \cdot \Delta M_{ot}}{D \cdot (S_0 - C)^2} \; .$$

8.5. Окружные напряжения в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях при затяжке, МПа:

для фланцев по черт.I в сечении S_1

$$\sigma_{13} = \frac{E^{20} \cdot h \cdot \theta}{D} + 0{,}3\sigma_1 \quad ; \quad \sigma_{14} = \frac{E^{20} h \cdot \theta}{D} = 0{,}3\sigma_1 ;$$

для фланцев по черт.I в сечении S_0

$$\sigma_{23} = 0{,}3 \cdot f \cdot \sigma_1 \quad ; \qquad \sigma_{24} = -0{,}3 \cdot f \cdot \sigma_1 ;$$

для фланцев по черт.2, 3, 4

$$\sigma_{23} = 0{,}3\sigma_1 \quad ; \qquad \sigma_{24} = -0{,}3\sigma_1 ;$$

8.6. Приращения окружных напряжений в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях, МПа:

для фланцев по черт. I в сечении S_1

$$\Delta\sigma_{13} = \frac{E \cdot h \cdot \Delta\theta}{D} + \frac{p \cdot D}{D_H - D} + 0{,}3\,\Delta\sigma_1 ,$$

$$\Delta\sigma_{14} = \frac{E \cdot h \cdot \Delta\theta}{D} + \frac{p \cdot D}{D_H - D} - 0{,}3 \cdot \Delta\sigma_1 ;$$

в сечении S_0

$$\Delta\sigma_{23} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} + 0{,}3 f \Delta\sigma_1 ; \qquad \Delta\sigma_{24} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} - 0{,}3 \cdot f \cdot \Delta\sigma_1 ;$$

для фланцев по черт.2, 3, 4

$$\Delta\sigma_{23} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} + 0{,}3\,\Delta\sigma_1 ; \qquad \Delta\sigma_{24} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} - 0{,}3 \cdot \Delta\sigma_1 .$$

8.7. Условие прочности фланца при расчете статической прочности:

для фланцев по черт.I в сечении S,

при затяжке

$$\sigma_{s1} = max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\sigma_{11}^2 + \sigma_{13}^2 - \sigma_{11} \cdot \sigma_{13}} \\ \sqrt{\sigma_{12}^2 + \sigma_{14}^2 - \sigma_{12} \cdot \sigma_{14}} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{s1};$$

в рабочих условиях

$$\sigma_{s1} = max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(\sigma_{11} + \Delta\sigma_{11})^2 + (\sigma_{13} + \Delta\sigma_{13})^2 - (\sigma_{11} + \Delta\sigma_{11})(\sigma_{13} + \Delta\sigma_{13})} \\ \sqrt{(\sigma_{12} + \Delta\sigma_{12})^2 + (\sigma_{14} + \Delta\sigma_{14})^2 - (\sigma_{12} + \Delta\sigma_{12})(\sigma_{14} + \Delta\sigma_{14})} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{s1};$$

для фланцев по черт.I, 2, 3, 4 в сечении S_0

при затяжке

$$\sigma_{s0} = max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\sigma_{21}^2 + \sigma_{23}^2 - \sigma_{21} \cdot \sigma_{23}} \\ \sqrt{\sigma_{22}^2 + \sigma_{24}^2 - \sigma_{22} \cdot \sigma_{24}} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{s0};$$

в рабочих условиях

$$\sigma_{s0} = max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(\sigma_{21} + \Delta\sigma_{21})^2 + (\sigma_{23} + \Delta\sigma_{23})^2 - (\sigma_{21} + \Delta\sigma_{21})(\sigma_{23} + \Delta\sigma_{23})} \\ \sqrt{(\sigma_{22} + \Delta\sigma_{22})^2 + (\sigma_{24} + \Delta\sigma_{24})^2 - (\sigma_{22} + \Delta\sigma_{22})(\sigma_{24} + \Delta\sigma_{24})} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{s0}.$$

9. РАСЧЕТ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ

9.I. Расчетную амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке определяют по формуле

$$\sigma_a = max\{\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3\} \cdot 0{,}5,$$

где для фланцев по черт.I

$$\sigma_1 = \alpha_\sigma \cdot \sigma_{11},$$

$$\sigma_2 = max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\},$$

$$\sigma_3 = max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\},$$

α_σ определяется по черт.I0.

для фланцев по черт.2

$$\sigma_1 = 0,$$

$$\sigma_2 = max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\} \cdot 1{,}5,$$

$$\sigma_3 = max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\} \cdot 1{,}5;$$

для фланцев по черт.3, 4

$$\sigma_1 = 0,$$

$$\sigma_2 = max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\},$$

$$\sigma_3 = max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\}.$$

9.2. Расчетную амплитуду приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях определяют по формуле

$$\sigma_a^e = max\{\Delta\sigma_1; \Delta\sigma_2; \Delta\sigma_3\} \cdot 0{,}5;$$

для фланцев по черт.I

$$\Delta\sigma_1 = \alpha_\sigma \Delta\sigma_{11},$$

$$\Delta\sigma_2 = max\{|\Delta\sigma_{21}|; |\Delta\sigma_{23}|; |\Delta\sigma_{21} - \Delta\sigma_{23}|\},$$

$$\Delta\sigma_3 = max\{|\Delta\sigma_{22}|; |\Delta\sigma_{24}|; |\Delta\sigma_{22} - \Delta\sigma_{24}|\};$$

для фланцев по черт.2

$$\Delta\sigma_1 = 0.$$

$$\Delta\sigma_2 = max\{|\Delta\sigma_{11}|; |\Delta\sigma_{23}|; |\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{23}|\}\cdot 1{,}5,$$

$$\Delta\sigma_3 = max\{|\Delta\sigma_{22}|; |\Delta\sigma_{24}|; |\Delta\sigma_{22} - \Delta\sigma_{24}|\}\cdot 1{,}5;$$

для фланцев по черт.3, 4

$$\Delta\sigma_1 = 0,$$

$$\Delta\sigma_2 = max\{|\Delta\sigma_{11}|; |\Delta\sigma_{23}|; |\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{23}|\},$$

$$\Delta\sigma_3 = max\{|\Delta\sigma_{22}|; |\Delta\sigma_{24}|; |\Delta\sigma_{22} - \Delta\sigma_{24}|\}.$$

9.3. Проверка малоцикловой прочности фланцевого соединения проводится по ГОСТ 25859-83.

Для этого по амплитуде напряжений, определенной из условия затяжки (σ_a) по п.9.1, определяется допустимое количество сборок-разборок $[N]_c$. По амплитуде напряжений, определенной для рабочих условий (σ_a^p) по п.9.2, определяется допустимое число циклов изменения режима эксплуатации $[N]_p$.

Условие прочности для заданного количества нагружений (N_c, N_p) будет выполняться, если

$$\frac{N_c}{[N]_c} + \frac{N_p}{[N]_p} \le 1.$$

10. РАСЧЕТ СВОБОДНОГО КОЛЬЦА

10.1. Угол поворота свободного кольца

$$\theta_к = \frac{P_z \cdot a}{E_к^{20} \cdot h_к^3 \cdot \psi_к} + \frac{\Delta P_z \cdot a}{E_к h_к^3 \psi_к}.$$

10.2. Кольцевое напряжение в свободном кольце, МПа

$$\sigma_к = \frac{E_к \cdot h_к \cdot \theta_к}{D_к}.$$

10.3. Условие прочности

$$\sigma_к \le [\sigma]_к.$$

II. ТРЕБОВАНИЯ К ЖЕСТКОСТИ

$$\theta + \Delta\theta \leq [\theta].$$

Допустимый угол поворота для фланцев по черт. 2.3.4:

для рабочих условий и затяжки

$$[\theta] = 0{,}013;$$

для условий испытаний

$$[\theta] = 0{,}017.$$

Для фланцев по черт. I:

для рабочих условий и затяжки

$[\theta] = 0{,}009$ при $D \leq 2000$ мм;

$[\theta] = 0{,}013$ при $D > 2000$ мм;

для условий испытаний

$[\theta] = 0{,}011$ при $D \leq 2000$ мм;

$[\theta] = 0{,}015$ при $D > 2000$ мм.

Таблица 3

Расчетная температура, °С	Допускаемое напряжение $[\sigma]_б$, МПа, для сталей марок					
	35, 40	12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	45Х14Н14В2М	20Х13	35Х, 40Х, 38ХА, 37Х12Н8Г8МФБ, 20ХН3А	30ХМА
20	130,0	110,0	160,0	195,0	230,0	230,0
100	126,0	105,0	150,0	182,0	230,0	230,0
200	120,0	98,0	150,0	165,0	225,0	200,0
250	107,0	95,0	144,0	158,0	222,0	182,0
300	97,0	90,0	139,0	150,0	222,0	174,0
350	86,0	86,0	128,0	147,0	185,0	166,0
375	80,0	85,0	128,0	146,0	175,0	166,0
400	75,0	83,0	128,0	145,0	160,0	166,0
425	68,0	82,0	125,0	143,0	156,0	161,0
450		80,0	123,0	142,0		156,0
475		79,0	120,0	140,0		
500		78,0	118,0			
510			117,0			
520			116,0			
530			115,0			
540			114,0			
550			113,0			

Продолжение табл. 3

Расчетная температура	Допускаемое напряжение $[\sigma]_t$, МПа, для сталей марок					
	25Х1МФ	25Х2М1Ф	20Х1М1Ф1БР	18Х12ВМБФР	14Х17Н2	07Х16Н6
20	238,0	238,0	238,0	238,0	298,0	321,0
100	227,0	232,0	234,0	234,0	294,0	314,0
200	217,0	231,0	224,0	231,0	287,0	312,5
250	210,0	224,0	213,0	227,0	284,0	309,8
300	199,0	220,0	202,0	227,0	280,0	307,0
350	185,0	213,0	185,0	220,0	280,0	307,0
375	180,0	209,0	183,0	216,0		
400	175,0	206,0	182,0	213,0		
425	168,0	202,0	178,0	208,0		
450	161,0	199,0	175,0	203,0		
475	152,0	195,0	171,0	196,0		
500	143,0	192,0	167,0	189,0		
510						
520						
530						
540						
550						

Таблица 4

Тип и материал прокладки	Коэффициент m	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$, МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$, МПа	Коэффициент обжатия, K	Условный модуль сжатия $E_п \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоская из:					
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по ШОРУ А до 65 единиц	0,5	2,0	I8,0	0,04	$0{,}3 \cdot 10^{-4} \times \times (1 + \frac{b_п}{2 \cdot h_п})$
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по ШОРУ А более 65 единиц	I,0	4,0	20,0	0,09	$0{,}4 \cdot 10^{-4} \times \times (1 + \frac{b_п}{2 \cdot h_п})$
паронита по ГОСТ 48I при толщине не больше 2 мм	2,5	20,0	I30,0[x]	0,90	0,02
картона асбестового по ГОСТ 2850 при толщине I-3 мм	2,5	20,0	I30,0	0,90	0,02
фторопласта-4 ТУ 6-05-8I0 при толщине I-3 мм	2,5	I0,0	40,0	I,00	0,02
алюминия марки АД по ГОСТ 2I63I	4,0	60,0			
латуни марки Л63 по ГОСТ 2208	4,75	90,0			
стали 05кп по ГОСТ 9045	5,5	I25,0			

Продолжение табл.4

Тип и материал прокладки	Коэффициент m	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$, МПа	Допускаемое удельное давление, $[q]$, МПа	Коэффициент обжатия K	Условный модуль сжатия $E_п \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоская из:					
асбеста по ГОСТ 2850 в оболочке из					
алюминия,	3,25	38,0			0,04
меди и латуни	3,5	46,0			
стали 05КП	3,75	53,0			
стали типа 12Х18Н10Т	3,75	63,0			0,05
Кольцо с овальным или восьмигранным сечением из:					
стали 0,5КП по ГОСТ 9045 или 08Х13 по ГОСТ 5632	5,5	125,0			
стали 08Х18Н10Т	6,5	180,0			

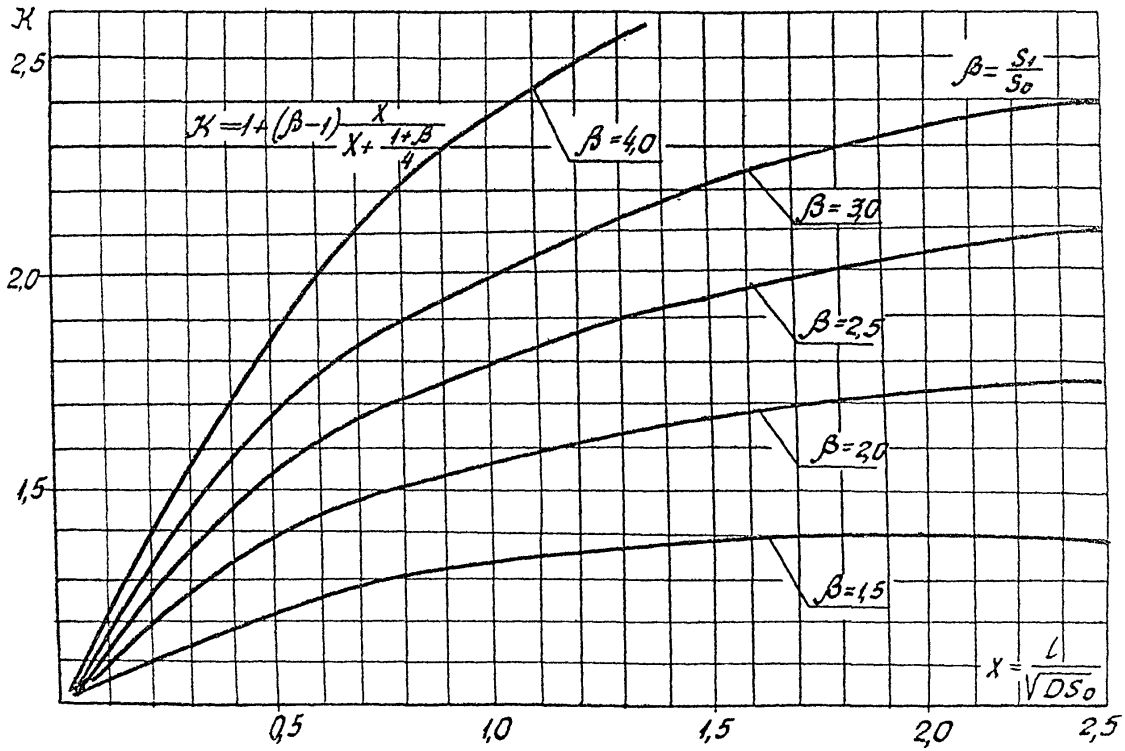
---

x Для сред с высокой проникающей способностью (водород, гелий, легкие нефтепродукты, сжиженные газы и т.п.) $q_{обж}$ = 35,0 МПа.

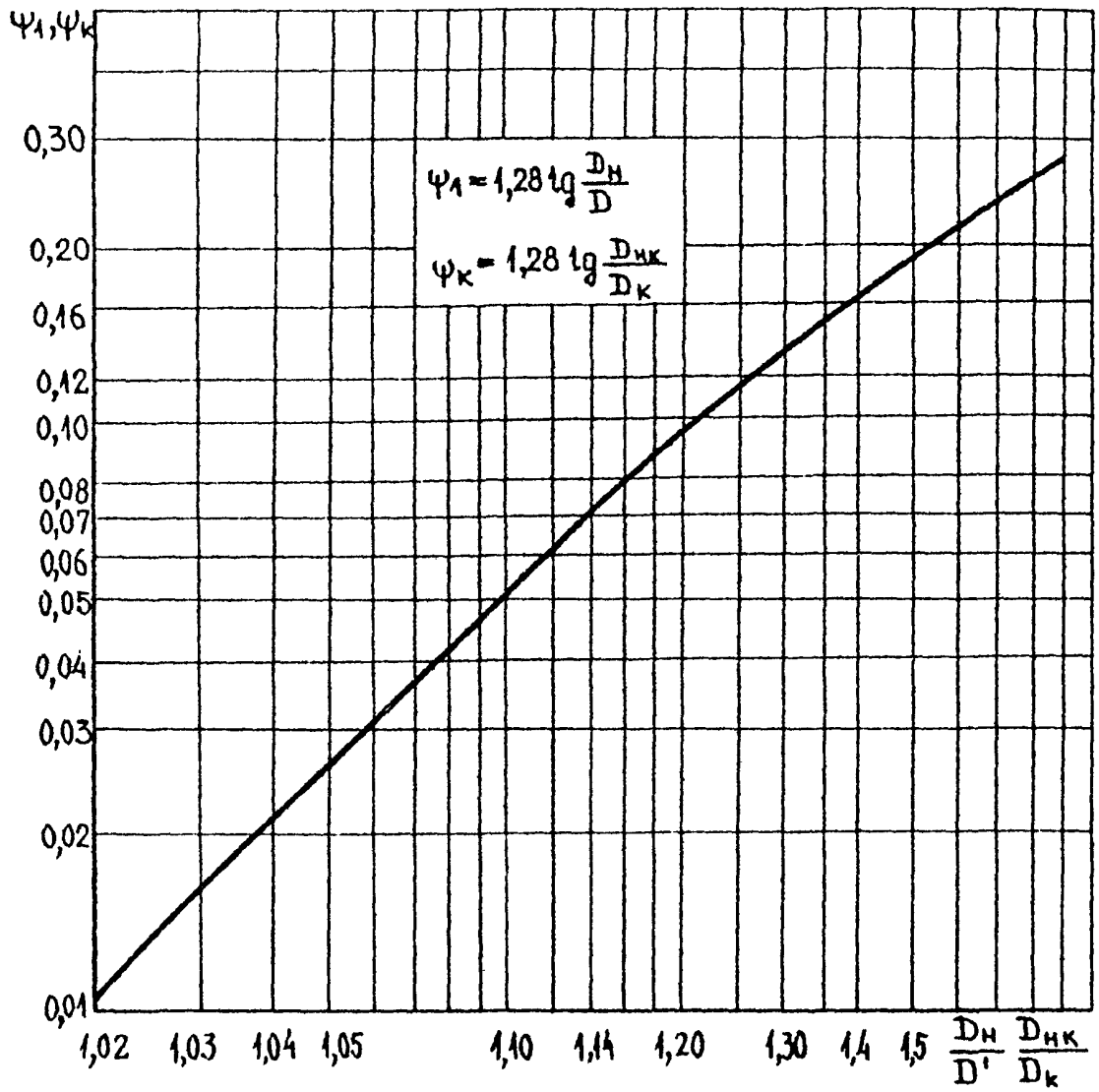
Таблица 5

Диаметр болта d, мм	М10	М12	М16	М20	М24	М27	М30	М36	М42	М48
Площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы[X] $f_б$, мм^2	52,2	76,2	144,0	225,0	324,0	430,0	520,0	760,0	1045,0	1376,6
Нагрузочная способность зажима B_m, Н	-	-	18000	28000	40000	53000	65000	102000	-	-
Высота упора h_2, мм	-	-	28,0	32,0	36,0	36,0	37,0	42,0	-	-

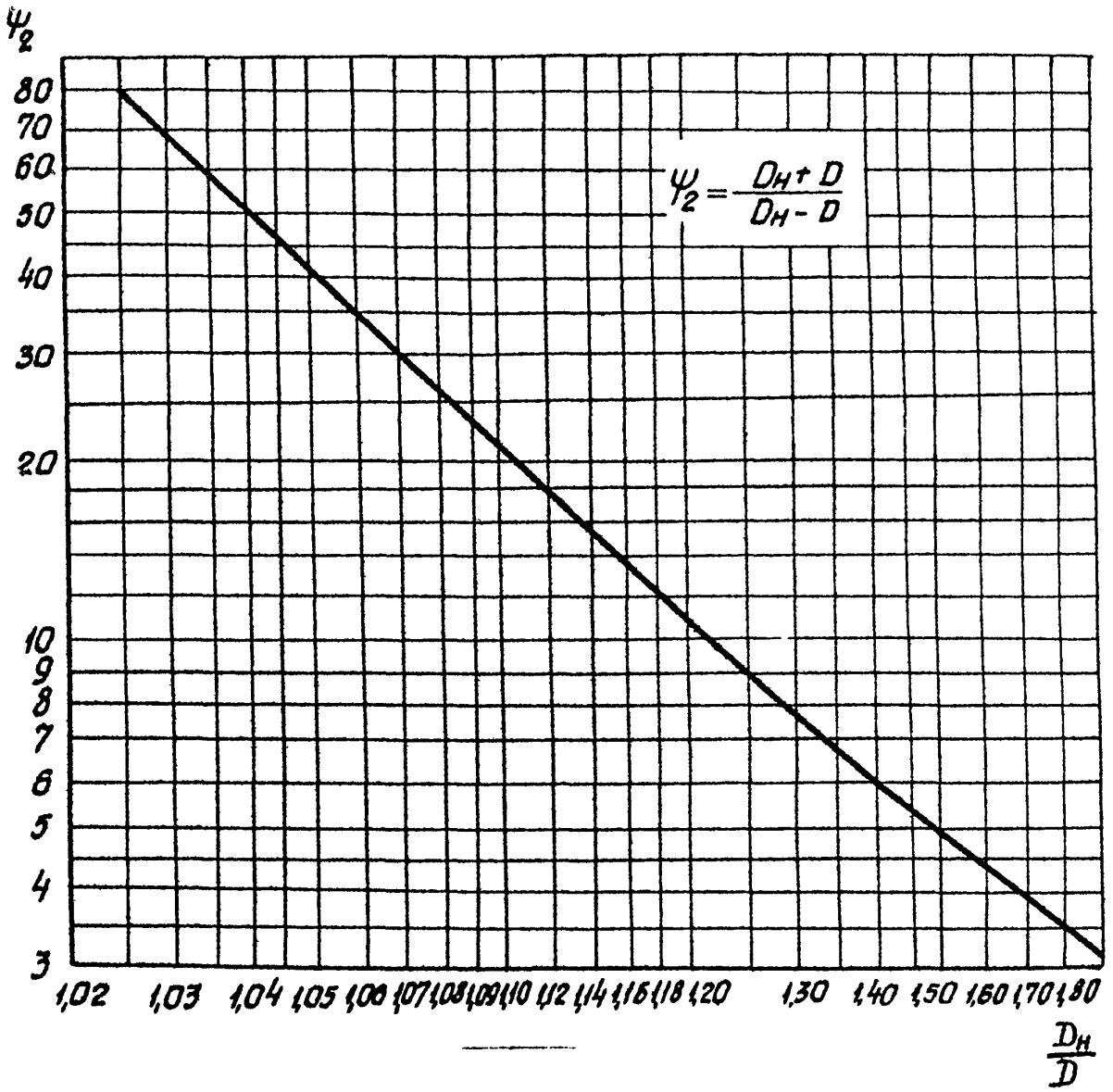
[X] В случае применения шпилек с проточкой стержня до диаметра, меньшего внутреннего диаметра резьбы, значение площади поперечного сечения определяется по диаметру проточки.


K
2,5
2,0
1,5
0,5
1,0
1,5
2,0
2,5
$K = 1 + (\beta - 1)\frac{X}{X + \frac{1+\beta}{4}}$
$\beta = \frac{S_1}{S_0}$
$\beta = 4,0$
$\beta = 3,0$
$\beta = 2,5$
$\beta = 2,0$
$\beta = 1,5$
$X = \frac{l}{\sqrt{DS_0}}$

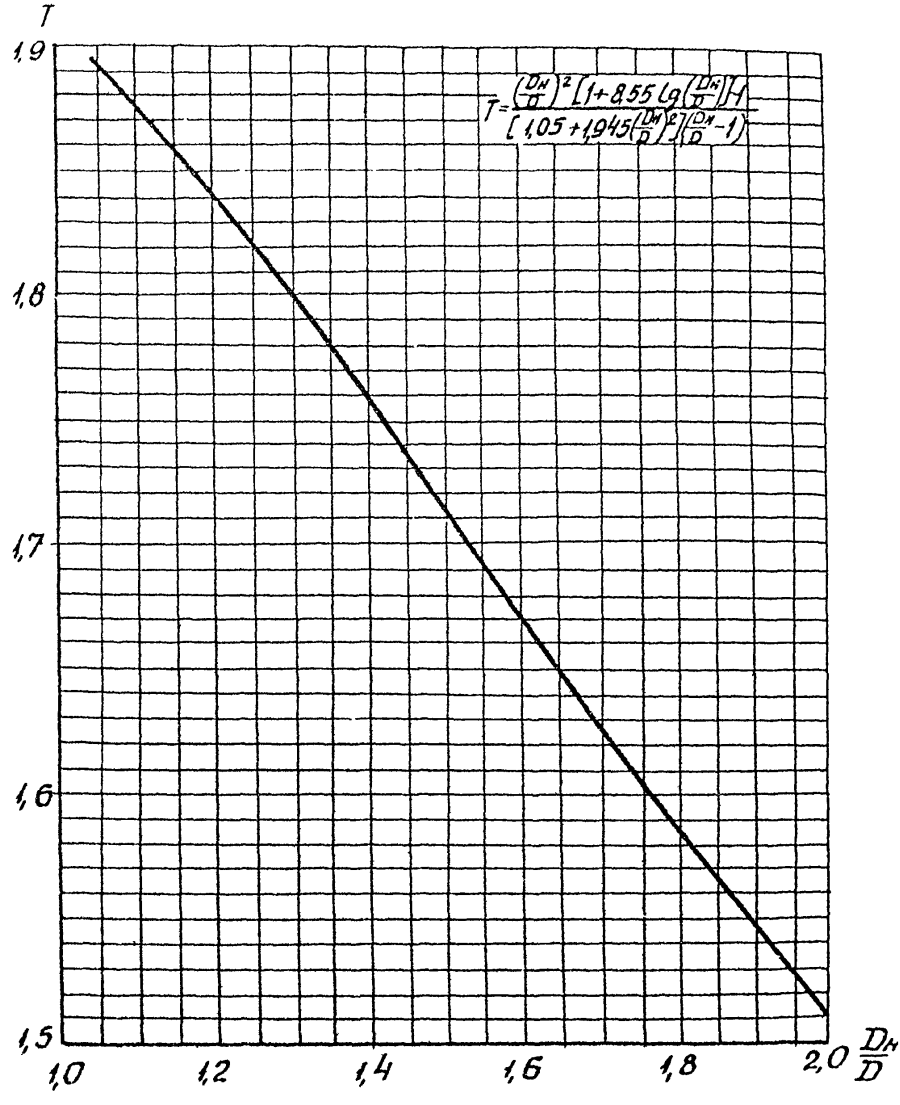
Черт.5


ψ1,ψк
0,30
0,20
0,16
0,12
0,10
0,08
0,07
0,06
0,05
0,04
0,03
0,02
0,01
ψ1 = 1,28 lg Dн/D
ψк = 1,28 lg Dнк/Dк
1,02
1,03
1,04
1,05
1,10
1,14
1,20
1,30
1,4
1,5
Dн/D'
Dнк/Dк

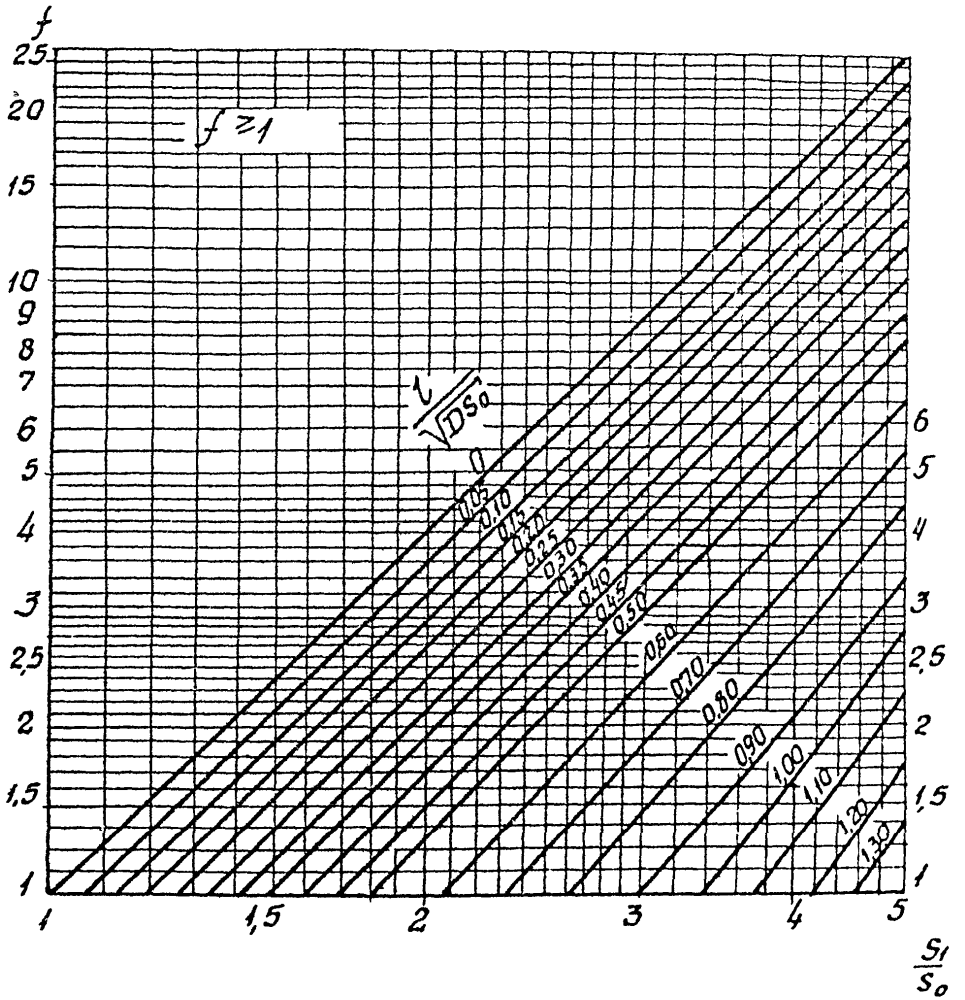
Черт. 6


ψ_2
80
70
60
50
40
30
20
10
9
8
7
6
5
4
3
$\psi_2 = \frac{D_H + D}{D_H - D}$
1,02
1,03
1,04
1,05
1,06
1,07
1,08
1,09
1,10
1,12
1,14
1,16
1,18
1,20
1,30
1,40
1,50
1,60
1,70
1,80
$\frac{D_H}{D}$

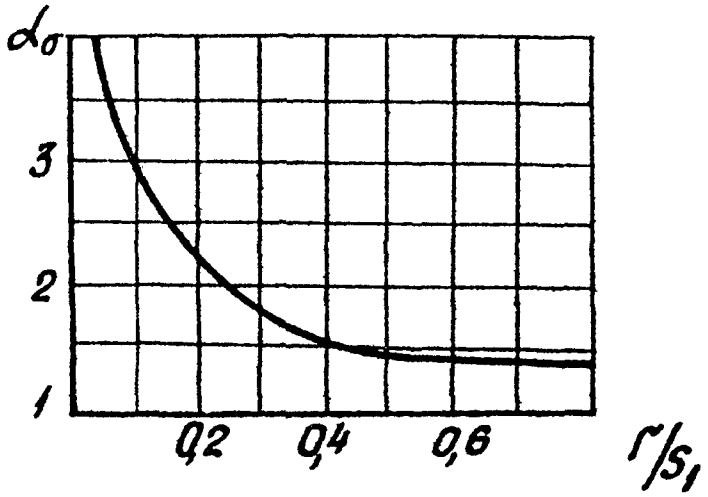
Черт.7


T
1,9
1,8
1,7
1,6
1,5
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
2,0
Dн/D
$T=\frac{(\frac{D_н}{D})^2[1+8{,}55\lg(\frac{D_н}{D})]H}{[1{,}05+1{,}945(\frac{D_н}{D})^2](\frac{D_н}{D}-1)}$

Черт.8


f
25
20
15
10
9
8
7
6
5
4
3
2,5
2
1,5
1
f z 1
v / √(D S0)
0
0,05
0,10
0,15
0,20
0,25
0,30
0,35
0,40
0,45
0,50
0,60
0,70
0,80
0,90
1,00
1,10
1,20
1,30
1
1,5
2
3
4
5
6
5
4
3
2,5
2
1,5
1
S1 / S0

Черт.9



Черт. I0

I2. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ С КОНТАКТИРУЮЩИМИ ФЛАНЦАМИ

I2.I. Общие требования.

I2.I.I. Термины и условные обозначения соответствующих им физических величин приведены в обязательном приложении I.

I2.I.2. Типы фланцевых соединений приведены на черт.II. Пределы применения указанных типов фланцевых соединений приведены в справочном приложении 5.

I2.I.3. Пределы применения расчетных формул настоящего раздела должны соответствовать п.I.3.

I2.I.4. Расчетная температура элементов фланцевого соединения устанавливается в соответствии с п.I.5.

I2.2. Допускаемые напряжения.

I2.2.I. Допускаемые напряжения для материала болтов определяют по п.2.I с увеличением на 25%.

I2.2.2. Допускаемые напряжения для материала фланца при расчете статической прочности определяются по п.2.5.

I2.3. Расчет вспомогательных величин.

I2.3.I. Эффективная ширина и характеристики прокладки определяются по пп. 3.I; 3.2.

12.3.2. Податливость контактных поясов прокладки, мм/Н

$$y_{п1} = \frac{h_{п1} \cdot K}{E_п \cdot \pi \cdot D_{сп1} \cdot b_{п1}}; \qquad y_{п2} = \frac{h_{п2} \cdot K}{E_п \cdot \pi \cdot D_{сп2} \cdot b_{п2}}.$$

12.3.3. Расчетная длина и податливость болтов (шпилек) определяются по п.3.4.

12.3.4. Параметры фланца.

12.3.4.1. Угловая податливость фланца определяется по п.3.6.

12.3.5. Угловая податливость плоской крышки определяется по п.3.8.

Угловая податливость крышки сферической неотбортованной определяется по п.3.6.3.

12.3.6. Плечи моментов, мм:

$$a = 0{,}5(D_{сп1} - D_б);$$

$$b = 0{,}5(D_б - D_{сп2});$$

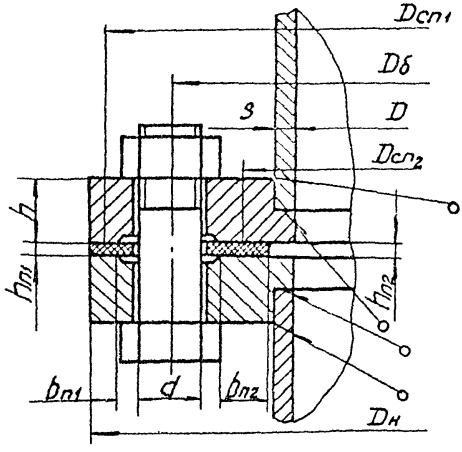
$$e = 0{,}5(D_{сп2} - D - S).$$

12.3.7. Коэффициенты:

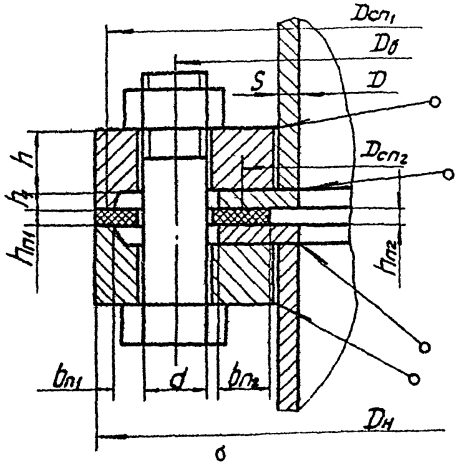
$$\eta_1 = \frac{y_{п1} + 2y_{ф} \cdot a(a+b)}{y_{п1} + y_{п2} + 2 \cdot y_{ф}(a+b)^2};$$

$$\eta_2 = y_{п1}(y_б + y_{п2} + 2y_{ф} b^2) + y_{п2}(y_б + 2y_{ф} a^2) + y_б \cdot y_{ф}(a+b)^2;$$

$$\Delta_1 = \frac{1}{\eta_2}[2y_{п2} y_{ф} a(a+b+e) + y_{п1}(y_{п2} - 2y_{ф} b e)];$$



а



б

Черт. II

Чертеж не определяет конструкцию

$$\alpha_2 = \frac{1}{\eta_2}\left\{2\gamma_\phi \gamma_б (a+b)(a+b+e) + \gamma_m [\gamma_б + 2\gamma_\phi b(b+e)]\right\}.$$

Ориентировочные значения η_1, α_1, α_2 принимаются по табл.6:

$$\lambda_1 = \frac{2 \cdot h}{E(D_н - D)} + \frac{h_в}{2E_n(b_{n1} + b_{n2})};$$

$$Q_1 = \left(\frac{\pi \cdot D_ε}{n}\right)^4 \cdot \frac{24}{E(D_н - D) \cdot h^3};$$

$$\gamma = \frac{\frac{\lambda_1}{Q_1} + 0{,}0106}{\frac{\lambda_1}{Q_1} + 0{,}0019};$$

$$\chi_1 = \frac{\frac{\lambda_1}{Q_1} - 0{,}0024}{\frac{\lambda_1}{Q_1} + 0{,}0019};$$

$$\varepsilon = \Delta t_1 \cdot b + \Delta t_2 \cdot a - \Delta t_б (a+b);$$

$$\int = \Delta t_2 - \Delta t_б,$$

где $\Delta t_б = \alpha_б t_б L_{ко}$.

Для фланцев по черт.IIа

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = 2\alpha_\phi \cdot t_\phi \cdot h.$$

Для фланцев по черт.IIб

$$\Delta t_1 = 2 \cdot \alpha_\phi \cdot t_\phi (h + h_1);$$

$$\Delta t_2 = 2(\alpha_\phi t_\phi h + \alpha_\phi \cdot t_\phi \cdot s).$$

Таблица 6

D	η_1	α_1	α_2
400	0,496	0,I59	I,337
500	0,496	0,I48	I,344
600	0,496	0,I35	I,352
700	0,495	0,I29	I,356
800	0,49I	0,I44	I,327
900	0,5I9	0,I82	I,28I
I000	0,539	0,I93	I,239
I200	0,539	0,I94	I,239
I400	0,539	0,I94	I,239
I600	0,534	0,I48	I,239
I800	0,542	0,270	I,I67
2000	0,542	0,262	I,I72
2200	0,537	0,269	I,I83
2400	0,537	0,255	I,I92
2600	0,502	0,I34	I,222
2800	0,502	0,I27	I,226
3000	0,502	0,I33	I,223
3200	0,498	0,I23	I,2I5
3400	0,489	0,I34	I,2I3
3600	0,506	0,I3I	I,26I
3800	0,506	0,I23	I,265
4000	0,506	0,II6	I,269

12.4. Расчет нагрузок

12.4.1. Равнодействующая внутреннего давления, Н

$$Q_g = 0{,}785 \cdot D_{сп2}^2 \cdot p.$$

12.4.2. Нагрузки в элементах соединения, возникающие от температурных деформаций

$$Q_{tб} = \frac{\varepsilon[y_{п2} + 2y_{ф} \cdot b(a+b)] + \gamma(b \cdot y_{п1} - a \cdot y_{п2})}{b \cdot \eta_2};$$

$$Q_{tс} = \frac{\varepsilon(2y_{ф}\, a \cdot b - y_б) + \gamma[y_б(a+b) + b\, y_{п1}]}{b \cdot \eta_2}.$$

12.4.3. Болтовая нагрузка в условиях монтажа принимается большей из следующих значений, Н:

$$P_{б1} = \pi(D_{сп1} b_{01} + D_{сп2} b_{02})\, q_{об\,ж};$$

$$P_{б1} = \pi(D_{сп1} b_{01} + D_{сп2} b_{02}) \cdot m \cdot p + \alpha_2\left(Q_g + \frac{4 \cdot M}{D_{сп}} + F\right) - Q_{tс};$$

$$P_{б1} = 0{,}4[\sigma]_б^{20} \cdot f_б \cdot n.$$

12.4.4. Приращение нагрузки в болтах (шпильках) в рабочих условиях, Н

$$\Delta P_б = \alpha_1\left(Q_g + \frac{4 \cdot M}{D_{сп}} + F\right) + Q_{tб}.$$

12.4.5. Реакция контактных поясов прокладки в рабочих условиях, Н:

$$R_2 = \eta_1 P_{б1} - \alpha_2\left(Q_g + \frac{4 \cdot M}{D_{сп}} + F\right) + Q_{tс};$$

$$R_1 = P_{б1} + \Delta P_б - R_2 - \left(Q_g + \frac{4 \cdot M}{D_{сп}} + F\right).$$

I2.4.6. Максимальный изгибающий момент принимается большим, Н.мм:

$$M_1 = \eta_1 P_{б1} b - (1-\eta_1) P_{б1} a + \left(\frac{4 \cdot M}{D_{ср2}} + F\right)(b+e);$$

$$M_2 = \left[R_2 \cdot b - R_1 \cdot a + \left(Q_g + \frac{4 \cdot M}{D_{ср2}} + F\right)(b+e)\right] \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]},$$

где $[\sigma]^{20}$, $[\sigma]$ – принимаются по ОСТ 26-II-04.

I2.5. Расчет болтов (шпилек)

I2.5.I. Условия прочности болтов (шпилек) и величина крутящего момента на ключе определяются по п.6.

I2.6. Условие прочности прокладки

$$\frac{R_1}{\pi \cdot D_{ср1} \cdot b_{п1}} \cdot j_1 \leq [q].$$

I2.7. Условие герметичности

$$\frac{R_2}{\pi \cdot D_{ср2} \cdot b_{п2}} \cdot K_1 \geq m \cdot p.$$

I2.8. Расчет фланца

I2.8.I. Меридиональное напряжение в обечайке (втулке), МПа

$$\sigma_1 = \pm \frac{T \cdot W \cdot M_{max}}{D \cdot (S-C)^2} + \frac{Q_g + \frac{4 \cdot M}{D_{ср2}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S-C)},$$

где коэффициент T определяется по черт.8.

I2.8.2. Окружное напряжение в обечайке (втулке), МПа

$$\sigma_в = \frac{p \cdot D}{2(S-C)} \pm 0{,}3 \frac{T \cdot W \cdot M_{max}}{D(S-C)^2}.$$

I2.8.3. Условие прочности обечайки

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_в^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_в} \leq [\sigma]_{so}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ I
Обязательное

Таблица 7

Термины и обозначения

Термин	Обозначение
Ширина прокладки, мм	$b_п$
Нагрузочная способность зажима, Н	B_1
Прибавка для компенсации коррозии, мм	C
Внутренний диаметр фланца, мм	D
Внутренний диаметр свободного кольца, мм	$D_к$
Наружный диаметр фланца, мм	$D_н$
Наружный диаметр свободного кольца, мм	$D_{нк}$
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек), мм	$D_б$
Средний диаметр прокладки, мм	$D_{сп}$
Наружный диаметр болта (шпильки), мм	d
Модуль продольной упругости материала при температуре 20°С и расчетной, МПа, принимается по ГОСТ 14249:	
фланца	E^{20}, E
болтов (шпилек)	$E^{20}_б, E_б$
свободного кольца	$E^{20}_к, E_к$
крышки	$E^{20}_{кр}, E_{кр}$
Условный модуль сжатия материала прокладки, МПа	$E_п$
Внешняя осевая сила (сжимающая со знаком минус), Н	F
Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы, мм^2	$f_б$
Толщина фланца, свободного кольца, мм	h, $h_к$
Высота упора, принимается по ОСТ 26-01-64, мм	h_1
Высота бурта для опирания зажима, мм	h_2

Продолжение табл.7

Термин	Обозначение
Толщина крышки и фланцевой части в зоне уплотнения, мм	$h_{кр}, \delta_{кр}$
Толщина прокладки, мм	$h_п$
Длина конической втулки, мм	l
Внешний изгибающий момент, Н·мм	M
Радиус сферы сферической неотбортованной крышки, мм	R_c
Радиус бурта для опирания зажима, принимается по ОСТ 26-01-64, мм	R
Расчетное давление, МПа	p
Толщина конической втулки в месте соединения с фланцем	S_1
обечайкой, втулкой, днищем, мм	S_0
Толщина обечайки, днища, втулки, мм	S_0
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта, шпильки, мм	$L_{бо}$
Число болтов (шпилек), шт	n
Расчетная температура, °С	
фланца, крышки	$t_ф$
болтов (шпилек)	$t_б$
свободного кольца	$t_к$
Температурный коэффициент линейного расширения материала, 1/°С	
фланца	$\alpha_ф$
болтов (шпилек)	$\alpha_б$
свободного кольца	$\alpha_к$
крышки	$\alpha_{кр}$

Продолжение табл.7

Термин	Обозначение
Предел текучести материала болтов (шпилек) при расчетной температуре, МПа	σ_T
Среднее значение предела длительной прочности за 10^5 ч при расчетной температуре, МПа	$\sigma_{д\cdot10^5}$
Средний 1%-ный предел ползучести за 10^5ч при расчетной температуре, МПа	$\sigma_{1\%\cdot10^5}$
Допускаемое напряжение материала болтов (шпилек) при температуре 20°С и расчетной, МПа	$[\sigma]_б^{20}$, $[\sigma]_б$
Предел текучести материала фланца, МПа	$\sigma_{0,2}$
Допускаемое напряжение материала фланца при температуре 20°С и расчетной, МПа	$[\sigma]^{20}$, $[\sigma]$
Допускаемое напряжение материала свободного кольца при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_к$
Допускаемые напряжения для фланцев в сечениях S_1 и S_0	$[\sigma]_{s1}$, $[\sigma]_{s0}$
Расчетная и допускаемая амплитуда условных упругих напряжений, МПа	σ_a, $[\sigma_a]$
Заданное и допускаемое число циклов нагружения	N, $[N]$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Рекомендуемое

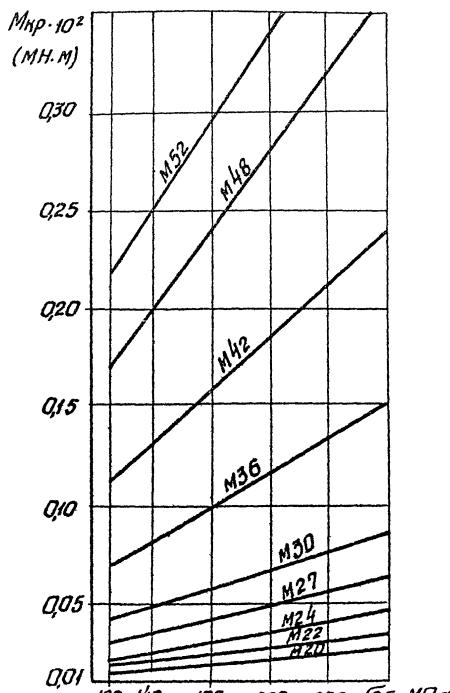
Таблица 8

Коэффициенты линейного расширения

Марки стали	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$, 1/°С в зависимости от температуры, °С					
	20-100	200	300	400	500	600
35	11,1	11,9	-	13,4	-	-
40	11,3	12,0	13,3	13,3	-	-
20Х13	10,4	10,9	11,4	11,8	-	-
14Х17Н2	10,6	10,8	11,0	11,1	11,3	-
35Х 40Х 38ХА	13,4	13,3	-	14,8	-	-
20ХН3А	11,0	12,0	13,0	13,5	14,0	14,5
30ХМА	12,3	12,6	12,9	13,9	-	14,4
25Х1МФ	11,3	12,7	-	13,9	-	14,6
25Х2М1Ф	12,5	12,9	13,3	13,7	14,0	14,7
18Х12ВМБФР	11,2	11,3	11,4	11,8	12,0	-
37Х12Н8Г8МФБ	15,9	18,0	19,2	21,5	22,4	21,0
12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0	-
45Х14Н14В2М	-	17,0	-	18,0	-	18,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Рекомендуемое

Крутящий момент на ключе при затяжке



Черт.12

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Справочное

Пример расчета фланцевого соединения

(черт.2)

Исходные данные:

D = 400 мм, h = 30 мм, t = 200°С, E^{20} = I,99·I0^5 МПа;

$D_н$ = 535 мм, $h_п$ = 2 мм, p = 0,6 МПа, E = I,8I·I0^5 МПа;

$D_б$ = 495 мм, $S_о$ = 8 мм, M = 0,83·I0^7 Н·мм, $E_б^{20}$ = 2,I·I0^5 МПа;

$D_{ср}$=445 мм, d = 20 мм, F = I5000 Н, $E_б$ = 2,0I·I0^5 МПа;

$b_п$ = I2 мм, n = 20, c = 2 мм, $\alpha_ф$ = I2,6·I0^{-6} I/°С;

$\alpha_б$ = II,9·I0^{-6} I/°С.

Материал фланцев - сталь 20К.

Материал болтов - сталь 35.

Материал прокладки - паронит ПОН.

I. Расчет вспомогательных величин

I.I. Эффективная ширина прокладки

$$b_о = b_п = I2 \text{ мм}.$$

I.2. Характеристики прокладки, принимаются по табл.4:

m = 2,5;

$q_{обж}$ = 20 МПа;

K = 0,9;

$E_п$ = 2·I0^3 МПа.

I.3. Податливость прокладки

$$y_п = \frac{h_п K}{E_п \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_п} = \frac{2 \cdot 0{,}9}{2 \cdot I0^3 \cdot 3{,}I4 \cdot 445 \cdot I2} = 0{,}537 \cdot I0^{-7} \text{ мм/Н.}$$

I.4. Податливость болтов

$$l_б = l_{бо} + 0{,}28\,d = 62 + 0{,}28 \cdot 20 = 67{,}6 \text{ мм;}$$

$$y_б = \frac{l_б}{E_б^{20} \cdot f_б \cdot n} = \frac{67{,}6}{2{,}I \cdot I0^5 \cdot 225 \cdot 20} = 0{,}7I5 \cdot I0^{-7} \text{ мм/Н,}$$

где $f_б = 225$ мм^2 принимается по табл.5.

I.5. Параметры фланца

I.5.I. Эквивалентная толщина втулки

$$S_э = S_o = 8 \text{ мм.}$$

I.5.2. Коэффициенты

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{D \cdot S_э}} = \frac{30}{\sqrt{400 \cdot 8}} = 0{,}53;$$

$$j = \frac{h}{S_э} = \frac{30}{8} = 3{,}75;$$

$\psi_I = 0{,}I6$ определяется по черт.6;

$$\omega = \frac{I}{I + 0{,}9\lambda\,(I + \psi_I\, j^2)} = \frac{I}{I + 0{,}9 \cdot 0{,}53(I + 0{,}I6 \cdot 3{,}75^2)} = 0{,}39.$$

I.5.3. Угловая податливость фланца

$$y_р = \frac{[I - \omega\,(I + 0{,}9\lambda)]\psi_2}{E^{20} h^3} = \frac{[I - 0{,}39(I + 0{,}9 \cdot 0{,}53)]}{I{,}99 \cdot I0^5 \cdot 30^3} \cdot 6{,}9 =$$

$$= 0{,}544 \cdot I0^{-9} \text{ I/Н.мм,}$$

где $\psi_2 = 6{,}9$ определяется по черт.7.

I.6. Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом,

$$y_{фн} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_б}{E^{20} D_н \cdot h^3} = \left(\frac{3,14}{4}\right)^3 \cdot \frac{495}{I,99 \cdot I0^5 \cdot 535 \cdot 30^3} =$$

$$= 0,I72 \cdot I0^{-9} \text{ I/Н.мм.}$$

I.7. Плечи момента:

$$b = 0,5(D_б - D_{сл}) = 0,5(495 - 445) = 25 \text{ мм;}$$

$$e = 0,5(D_{сл} - D - S_э) = 0,5(445 - 400 - 8) = I8,5 \text{ мм.}$$

2. Коэффициент жесткости фланцевого соединения

2.I. Фланцевое соединение, нагруженное внутренним давлением и внешней осевой силой:

$$\eta = y_л + y_б + 2y_{фн}b^2 = 0,537 \cdot I0^{-7} + 0,7I5 \cdot I0^{-7} + 2 \cdot 0,544 \cdot I0^{-9} \cdot 25^2 =$$

$$= 0,805 \cdot I0^{-6};$$

$$\alpha = I - \frac{y_л - 2 \cdot y_{фн} \cdot b \cdot e}{\eta} = I - \frac{0,537 \cdot I0^{-7} - 2 \cdot 0,544 \cdot I0^{-9} \cdot 25 \cdot I8,5}{0,805 \cdot I0^{-6}} =$$

$$= I,56.$$

2.2. Фланцевое соединение, нагруженное внешним изгибающим моментом:

$$\beta_н = \frac{2 \cdot y_{фн} \cdot b \cdot e\left(1 - \frac{e}{D_{сл}}\right) - y_л\left(\frac{D_б}{D_{сл}}\right)^2}{y_б + y_л\left(\frac{D_б}{D_{сл}}\right)^2 + 2 \cdot y_{фн} \cdot b^2} =$$

$$= \frac{2 \cdot 0,I72 \cdot I0^{-9} \cdot 25 \cdot I8,5\left(I - \frac{I8,5}{445}\right) - 0,537\left(\frac{495}{445}\right)^2 \cdot I0^{-7}}{0,7I5 \cdot I0^{-7} + 0,537 \cdot I0^{-7}\left(\frac{495}{445}\right)^2 + 2 \cdot 0,I72 \cdot I0^{-9} \cdot 25^2} = 0,244;$$

$$\alpha_н = -(I + \beta_н) = -(I + 0,244) = -I,244.$$

3. Расчет нагрузок

3.1. Равнодействующая внутреннего давления

$$Q_g = 0{,}785 \cdot D_{сл}^2 \cdot p = 0{,}785 \cdot 445^2 \cdot 0{,}6 = 93270{,}0 \text{ Н}.$$

3.2. Реакция прокладки в рабочих условиях

$$R_п = \pi \cdot D_{сл} \cdot b_0 \cdot m \cdot p = 3{,}14 \cdot 445 \cdot 12 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}6 = 25151{,}4 \text{ Н}.$$

3.3. Нагрузка, возникающая от температурных деформаций

$$\eta_t = y_п + y_б \frac{E_б}{E_б^{20}} + 2 y_р \frac{E}{E^{20}} b^2 = 0{,}537 \cdot 10^{-7} + 0{,}715 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{2{,}01 \cdot 10^5}{2{,}10 \cdot 10^5} +$$

$$+ 2 \cdot 0{,}544 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{1{,}81 \cdot 10^5}{1{,}99 \cdot 10^5} \cdot 25^2 = 0{,}741 \cdot 10^{-6};$$

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}(2 \alpha_ф h t_{ф} - \alpha_б l_{б0} t_б) = \frac{1}{0{,}741 \cdot 10^{-6}}(2 \cdot 12{,}6 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 200 -$$

$$- 11{,}9 \cdot 10^{-6} \cdot 67{,}6 \cdot 194) = -6560{,}5 \text{ Н}.$$

3.4. Болтовая нагрузка $P_б$ в условиях монтажа принимается большей из следующих значений:

$$P_{б1} = \alpha(Q_g + F) + R_п - Q_t + \left| \frac{4 \alpha_м M}{D_{сл}} \right| = 1{,}56(93270 + 15000) + 2515{,}4 +$$

$$+ 6560{,}5 + \left| \frac{4(-1{,}244) \cdot 0{,}83 \cdot 10^7}{445} \right| = 293424{,}0 \text{ Н};$$

$$P_{б2} = 0{,}5 \cdot \pi \cdot D_{сл} b_0 \cdot q_{обж} = 0{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 445 \cdot 12 \cdot 20 = 167676{,}0 \text{ Н};$$

$$P_{б3} = 0{,}4 [\sigma]_б^{20} \cdot n \cdot f_б = 0{,}4 \cdot 130 \cdot 20 \cdot 225 = 234000{,}0 \text{ Н}.$$

3.5. Приращение нагрузки в болтах в рабочих условиях

$$\Delta P_б = (1 - \alpha)(Q_g + F) + Q_t + \frac{4 \cdot \beta_м \cdot M}{D_{сл}} = (1 - 1{,}56)(93270 + 15000) -$$

$$- 6560{,}5 + \frac{4 \cdot 0{,}244 \cdot 0{,}83 \cdot 10^7}{445} = -48988{,}0 \text{ Н}.$$

4. Расчет болтов

$$\sigma_{б1} = \frac{P_б}{n \cdot f_б} \leq \xi [\sigma]_б^{20}; \qquad \xi = 1;$$

$$\sigma_{б2} = \frac{P_б + \Delta P}{n \cdot f_б} \leq [\sigma]_б,$$

где $[\sigma]_б^{20}$ = I30 МПа
$[\sigma]_б$ = I20 МПа
} принимается по табл.3;

$$\sigma_{б1} = \frac{293424}{20 \cdot 225} = 65{,}2 \text{ МПа} < I30 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{б2} = \frac{293424 - 48988}{20 \cdot 225} = 54{,}3 \text{ МПа} < I20 \text{ МПа}.$$

5. Расчет прокладок

$$q = \frac{P_б}{\pi \cdot D_{ср} \cdot b_п} \leq [q];$$

$[q]$ = I30 МПа, принимается по табл.4;

$$q = \frac{293424}{3{,}I4 \cdot 445 \cdot I2} = I7{,}5 \text{ МПа} < I30 \text{ МПа}.$$

6. Расчет фланца

6.I. Угол поворота фланца при затяжке:

$$M_{от} = P_б \cdot b = 293424 \cdot 25 = 7335600{,}0 \text{ Н.мм};$$

$$\theta = M_{от} \frac{[I - \omega(I + 0{,}9\lambda)]\psi_г}{E^{20} \cdot h^3} = 7335600 \cdot \frac{[I - 0{,}39(I + 0{,}9 \cdot 0{,}53)] \cdot 6{,}9}{I{,}99 \cdot I0^5 \cdot 30^3} =$$

$$= 0{,}0040.$$

6.2. Приращение угла поворота фланца в рабочих условиях:

$$\Delta M_{01} = \Delta P_8 \, b + \left(Q_q + \frac{4M}{D_{cp}} + F\right) e = -48988 \cdot 25 + \left(93270 + \frac{4 \cdot 0{,}83 \cdot 10^7}{445} + 15000\right) \cdot 18{,}5 = 2158520{,}0 \text{ Н.мм};$$

$$\Delta\theta = \Delta M_{01} \frac{[1 - \omega(1 + 0{,}9\lambda)]\psi}{E \cdot h^3} = 2158520 \cdot \frac{1 - 0{,}39(1 + 0{,}9 \cdot 0{,}53) \cdot 6{,}9}{1{,}81 \cdot 10^5 \cdot 30^3} = 0{,}0012.$$

6.3. Меридиональные напряжения в обечайке на наружной и внутренней поверхностях при затяжке, МПа

$$\sigma_1 = \frac{T \omega M_{01}}{D (S_e - C)^2} = \frac{1{,}78 \cdot 0{,}39 \cdot 7335600}{400 \cdot (8-2)^2} = 353{,}6 \text{ МПа},$$

где $T = 1{,}78$ – принимается по черт.8;

$\sigma_{21} = 353{,}6$ МПа; $\sigma_{22} = -353{,}6$ МПа.

6.4. Приращения меридиональных напряжений в обечайке на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях:

$$\Delta\sigma_м = \frac{Q_q + \frac{4M}{D_{cp}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_e - C)} = \frac{93270 + \frac{4 \cdot 0{,}83 \cdot 10^7}{445} + 15000}{3{,}14 \cdot 400 (8-2)} = 24{,}3 \text{ МПа};$$

$$\Delta\sigma_1 = \frac{T \omega \Delta M_{01}}{D (S_e - C)^2} = \frac{1{,}78 \cdot 0{,}39 \cdot 2158520}{400 (8-2)^2} = 104{,}0 \text{ МПа};$$

$\Delta\sigma_{21} = \Delta\sigma_м + \Delta\sigma_1 = 24{,}3 + 104 = 128{,}3$ МПа;

$\Delta\sigma_{22} = \Delta\sigma_м - \Delta\sigma_1 = 24{,}3 - 104 = -79{,}7$ МПа.

6.5. Окружные напряжения в обечайке на наружной внутренней поверхностях при затяжке, МПа:

$\sigma_{23} = 0{,}3 \cdot \sigma_1 = 0{,}3 \cdot 353{,}6 = 106{,}1$ МПа;

$\sigma_{z_1} = -0,3\,\sigma_t = -0,3 \cdot 356,6 = -106,1$ МПа.

6.6. Приращение окружных напряжений в обечайке на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях:

$$\Delta\sigma_{z_3} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} + 0,3\Delta\sigma_t = \frac{0,6 \cdot 400}{2(8-2)} + 0,3 \cdot 104 = 51,2 \text{ МПа};$$

$$\Delta\sigma_{z_4} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} - 0,3\Delta\sigma_t = \frac{0,6 \cdot 400}{2(8-2)} - 0,3 \cdot 104 = -11,2 \text{ МПа}.$$

6.7. Условие прочности фланца при расчете статической прочности:

при затяжке

$$\sigma_{s_0} = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\sigma_{z_1}^2 + \sigma_{z_3}^2 - \sigma_{z_1} \cdot \sigma_{z_3}} \\ \sqrt{\sigma_{z_2}^2 + \sigma_{z_4}^2 - \sigma_{z_2} \cdot \sigma_{z_4}} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{s_0};$$

$$[\sigma]_{s_0} = \left(4,5 - 2,0 \frac{\sigma_{q_2}}{\sigma_b}\right)[\sigma];$$

$[\sigma]^{20} = 147$ МПа;

$\sigma^{20}_{q_2} = 220$ МПа;

$\sigma^{20}_b = 410$ МПа;

$$[\sigma]^{20}_{s_0} = \left(4,5 - 2,0 \frac{220}{410}\right) \cdot 147 = 503,8 \text{ МПа};$$

$[\sigma] = 136$ МПа;

$\sigma_{q_2} = 204$ МПа;

$\sigma_b = 460$ МПа;

$$[\sigma]_{so} = \left(4{,}5 - 2{,}0\,\frac{204}{460}\right)\cdot 136 = 491 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{so}^{20} = max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{353{,}6^2 + 106{,}1^2 - 353{,}6\cdot 106{,}1} = 314{,}3 \\ \sqrt{(-353{,}6)^2 + (-106{,}1)^2 - (-353{,}6)(-106{,}1)} = 314{,}3 \text{ МПа} \end{array} \right\} < 503{,}8 \text{ МПа}$$

в рабочих условиях

$$\sigma_{so} = max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})^2 + (\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})^2 - (\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})(\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})} \\ \sqrt{(\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})^2 + (\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})^2 - (\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})(\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{so};$$

$$\sigma_{so} = max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(353{,}6+128{,}3)^2 + (106{,}151{,}2)^2 - (353{,}6+128{,}3)(106{,}1+51{,}2)} = 425{,}6 \text{ МПа}; \\ \sqrt{(-353{,}6-79{,}7)^2 + (-106{,}1-11{,}2)^2 - (-353{,}6-79{,}7)(-106{,}1-11{,}2)} = 388{,}2 \text{ МПа}; \end{array} \right.$$

$$\sigma_{so} = 425{,}6 \text{ МПа} < 491 \text{ МПа}.$$

Уровень напряженного состояния не превышает допускаемый.

7. Требование к жесткости

$$\theta + \Delta\theta \leq [\theta],$$

$$[\theta] = 0{,}013.$$

$$0{,}0040 + 0{,}0012 = 0{,}0052 < 0{,}013.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Рекомендуемое

Пределы применения типов фланцевых соединений

Фланцы плоские (черт.2), со свободным кольцом (черт.3), с зажимами (черт.4) рекомендуется применять при температуре среды до 300°С.

Фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью рекомендуются для условных давлений среды до 1,6 МПа.

Фланцы с уплотнительной поверхностью выступ-впадина рекомендуются для условных давлений среды более 1,6 МПа.

Фланцы с уплотнительной поверхностью "шип-паз" рекомендуются для прокладок, которые необходимо помещать в замкнутый объем.

Фланцы с уплотнительной поверхностью под металлическую прокладку овального или восьмигранного сечения рекомендуются для условных давлений среды более 6,0 МПа.

Фланцы контактирующие (черт.11) рекомендуются для условных давлений до 0,6 МПа и вакуума с остаточным давлением не ниже 5 мм рт.ст.(0,005 МПа ост.) при температуре до плюс 300°С.

Таблица 9

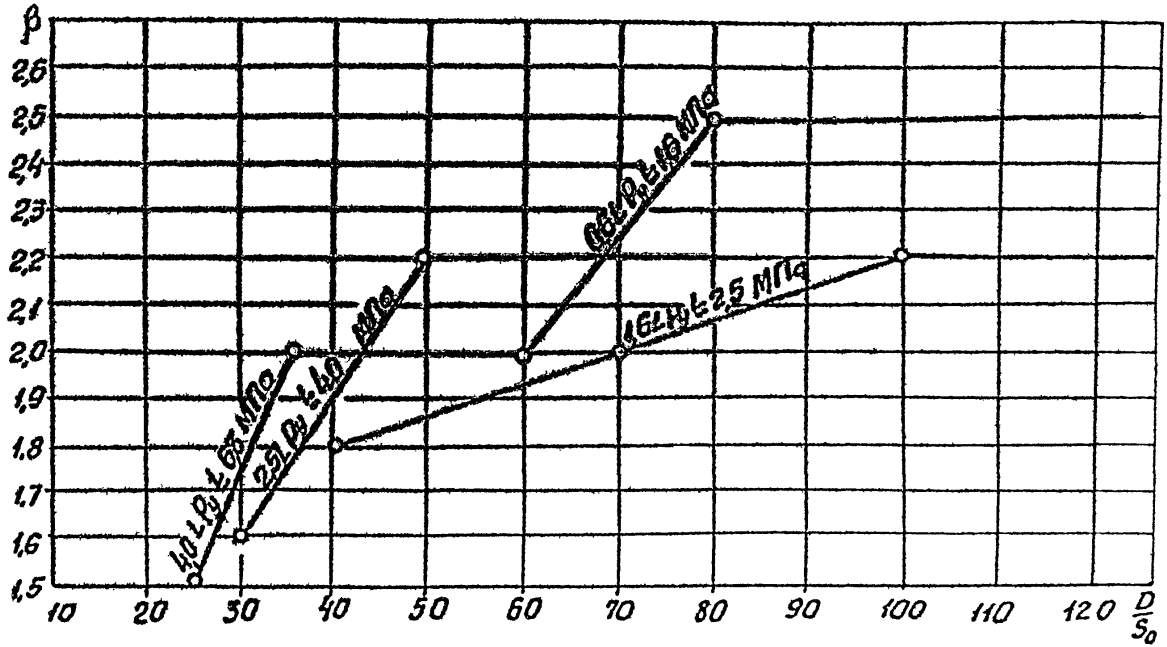
Рекомендации по конструированию фланцевых соединений

Параметры фланцевого соединения, мм	Типы фланцев			Примечание
	Приварные встык (черт.1)	Плоские (черт.2)	Свободные (черт.3)	
1. Толщина обечайки (втулки) S_0 S_1	$S \le S_0 \le 1{,}3S$, но во всех случаях $S_0 - S \ge S_{изн}$ $S_1 = \beta S_0$	$S_0 \ge S$		S – толщина обечайки, к которой приваривается фланец; β принимается по черт.13
2. Длина конической втулки l	$l \ge \frac{1}{i}(S_1 - S_0)$			i = 1:3 уклон втулки
3. Диаметр болтовой окружности $D_б$	$D_б \ge D + 2(S_1 + d + u)$ $D_б = \varepsilon_1 \cdot D^{0{,}333}$	$D_б \ge D + 2(2S_0 + d + u)$	$D_б \ge D_с + 2(d + u_1)$	u = 6 мм u_1 = 8 мм ε_1 принимается по табл.11 d принимается по табл.13
4. Наружный диаметр фланца $D_н$	$D_н \ge D_б + a$			a принимается по табл.13
5. Наружный диаметр прокладки $D_э$	$D_с = D_б - e$		$D_э \le D_{э1}$	e принимается по табл.13
6. Средний диаметр прокладки $D_{ср}$	$D_{ср} = D_э - b$			b принимается по табл.14
7. Число болтов n	$n \ge \frac{\pi D_б}{t_1}$			t_1 принимается по табл.12
8. Ориентировочная толщина фланца h	$h = \lambda_1 \sqrt{D S_1}$			λ_1 принимается по черт.14 S_1 определяется по п.3.6.1

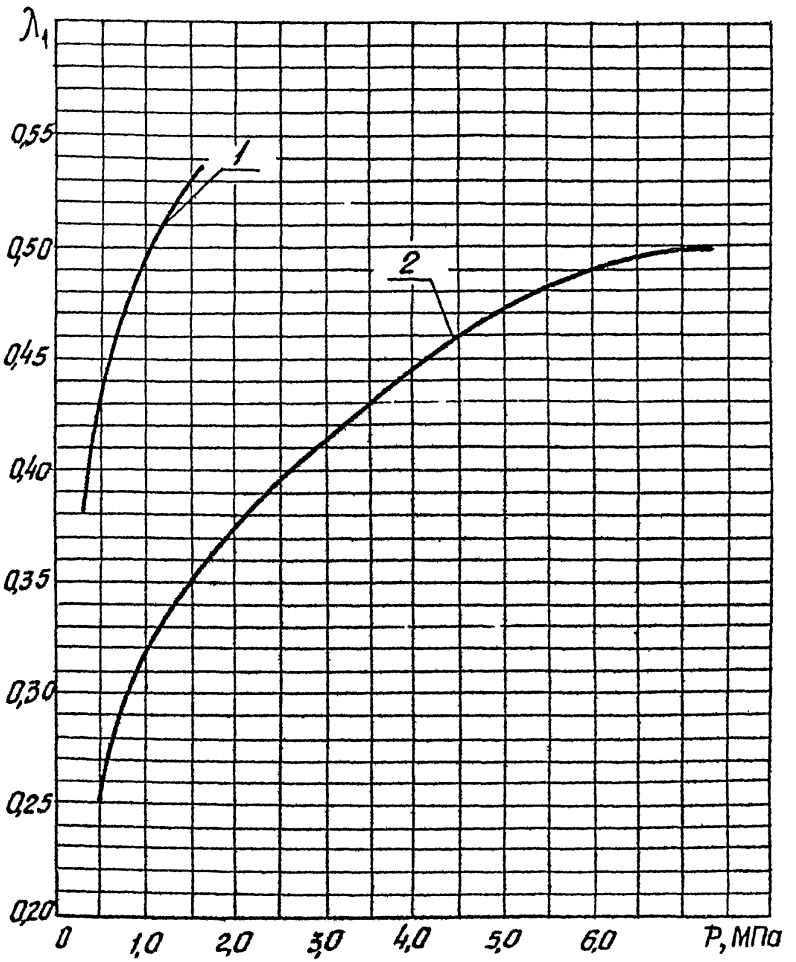
Таблица 10

Рекомендуемые диаметры болтов (шпилек) в зависимости от условного давления P_y и диаметра аппарата

P_y, МПа	Диаметры болтов(шпилек) для аппаратов мм									
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	≥ 2400
До 0,6	М20							М24 ÷ М30		
1,0	М20				М30					
1,6	М20		М24 ÷ М30							
2,5	М20		М24 ÷ М30			М30				
4,0	М30		М36			М42				
6,3	М36	М42		М48		М52				
8,0	М30÷М36	М42	М48	М52 ÷ М56		–				
10,0	М30÷М42	М48	М52÷М56	М56 ÷ М64						


β
2,6
2,5
2,4
2,3
2,2
2,1
2,0
1,9
1,8
1,7
1,6
1,5
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
D/S0
40 ≤ Ry ≤ 63 МПа
25 ≤ Ry ≤ 40 МПа
16 ≤ Ry ≤ 25 МПа
63 ≤ Ry ≤ 80 МПа
16 ≤ Ry ≤ 25 МПа

Черт. I3



Черт.I4

Таблица 11

Безразмерный параметр ε_1, в зависимости от P_y

P_y, МПа	ε_1
$P_y \leq 1{,}6$	1,77
$1{,}6 < P_y \leq 2{,}5$	1,79
$2{,}5 < P_y \leq 4{,}0$	1,86
$4{,}0 < P_y \leq 6{,}3$	1,92
$6{,}3 < P_y \leq 8{,}0$	2,00
$8{,}0 < P_y \leq 10{,}0$	2,07

Таблица 12

Рекомендуемый шаг расположения болтов в зависимости от P_y

P_y, МПа	t_1, мм
До 0,3	$(4{,}2 \div 5{,}0)d_б$
0,6	$(3{,}8 \div 4{,}8)d_б$
1,0	$(3{,}5 \div 4{,}2)d_б$
1,6	$(3{,}0 \div 3{,}8)d_б$
2,5	$(2{,}7 \div 3{,}5)d_б$
4,0	$(2{,}3 \div 3{,}0)d_б$
8,4 ÷ 10,0	$(2{,}1 \div 2{,}8)d_б$

Таблица 13

Вспомогательные величины d, a и e для болтов (шпилек)

в мм

Диаметр болта d_r		М20	(М22)	М24	(М27)	М30	М36	М42	М48	М52	М56	М60	М64
Диаметр отверстия под болт d		23	25	27	30	33	40	46	52	58	60	66	70
a	Для гаек шестигранных	40	42	47	52	58	60	80	92	97	110	115	120
	Для гаек шестигранных с уменьшенным размером под ключ	36	40	42	47	52	63	69	80	86	–	–	–
e	Для плоских прокладок	30	32	34	37	41	48	55	61	65	–	–	–
	Для прокладок овального или восьмиугольного сечения	53	55	57	60	64	71	78	84	88	195	240	240

Таблица 14

Размеры прокладок

Материал прокладки	Диаметр аппарата, мм	Ширина прокладки, мм
Плоские неметаллические прокладки	$D \leq 1000$	12 ÷ 15
	$1000 < D \leq 2000$	15 ÷ 25
	$D > 2000$	25
Плоские металлические прокладки	$D \leq 1000$	10 ÷ 12
	$D > 1000$	12 ÷ 15
Плоские прокладки в металлической оболочке и зубчатые металлические прокладки	$D \leq 1600$	12 ÷ 18
	$D > 1600$	13 ÷ 25
Овального или восьмиугольного сечения прокладки для $P_y \geq 6,3$ МПа	$D \leq 600$	12 ÷ 18
	$600 < D \leq 800$	16 ÷ 22
	$800 < D \leq 1000$	18 ÷ 28
	$1000 < D \leq 1600$	22 ÷ 42

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

I. РАЗРАБОТАН НИИхиммашем, Укрниихиммашем, ВНИИнефтемашем

ИСПОЛНИТЕЛИ:

Рачков В.И.,к.т.н.; Зусмановская С.И.,к.т.н.; Гапонова Л.П.; Смольский К.В.,к.т.н.;Заваров В.А.;Морозов В.Г.;Перцев Л.П., д.т.н.; Голубова Т.П.; Мамонтов Г.В., к.т.н.; Зейде И.Е.; Вольфсон Б.С.

2. УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ листом утверждения Главного научно-технического управления от 29.II.88 г.

3. ВЗАМЕН ОСТ 26-373-78, ОСТ 26-0I-396-78, ОСТ 26-0I-54-77.

4. ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ

Обозначение НТД,на который дана ссылка	Номер пункта,подпункта, перечисления,приложения
ГОСТ 48I-80	3.2
ГОСТ 2208-75	3.2
ГОСТ 2850-80	3.2
ГОСТ 5632-72	3.2
ГОСТ 7338-77	3.2
ГОСТ 9045-80	3.2
ГОСТ I4249-80	Приложение I
ГОСТ 2I63I-76	3.2
ГОСТ 25859-83	9.3
ОСТ 26-0I-64-83	Приложение I
ОСТ 26-II-04-84	2.5,5.3,I2.4.6
ОСТ 26-29I-87	Вводная часть
ТУ6-05-8I0-76	3.2

С О Д Е Р Ж А Н И Е

I. Общие требования 2
2. Допускаемые напряжения 6
3. Расчет вспомогательных величин 8
4. Коэффициент жесткости фланцевого соединения II
5. Расчет нагрузок I2
6. Расчет болтов (шпилек) I4
7. Расчет прокладки I4
8. Расчет фланцев на статическую прочность I5
9. Расчет на малоцикловую усталость I8
I0. Расчет свободного кольца 20
II. Требование к жесткости 2I
I2. Расчет фланцевых соединений с контактирующими фланцами 33
Приложение I. Термины и их обозначения 40
Приложение 2. Коэффициенты линейного расширения 43
Приложение 3. Крутящий момент на ключе при затяжке 44
Приложение 4. Пример расчета фланцевого соединения 45
Приложение 5. Рекомендации по конструированию фланцевых соединений. Пределы применения 53

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель председателя
правления концерна "Химнефтемаш"
С.Н.Коновалов

"27" 02 1992 г.

ПОПРАВКА К РД 26-15-88
"Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений"

№ пп	В каком месте (раздел, пункт)	Напечатано	Должно быть
I	2	3	4
I	с.7, п.2.5 6 строка снизу	... $[\sigma]$ - принимается по ОСТ 26-II-44...	$[\sigma]$; $[\sigma]^{20}$ - принимаются по ГОСТ I4249 ...
2	с.7, п.2.5 3 строка сверху	... для материала фланцев при расчете	... для материала фланцев или обечайки при расчете ...
3	с.7, п.2.5 I3 строка сверху	для рабочих условий	для рабочих условий и затяжки
4	с.II, п.4.I	... нагруженное внутренним давлением ...	... нагруженное внутренним или наружным давлением ...
5	с.I2, п.5.I (после первого примечания)	$Q = 0{,}785 . D^2_{сп} . P$	$Q = 0{,}785 . D^2_{сп} . p$ ** ** Для условий вакуума или наружного давления $p < 0$
6	с.I2, I3, п.5.3	-	h'; h'' - толщина верхнего и нижнего фланцев, h_1'; h_1'' - высота верхнего и нижнего упоров
7	с.I3, п.5.4	-	Для условий вакуума или наружного давления $P_б = P_{б2}$
8	с.I4, п.6.I (после первого примечания)	$\sigma_{б2} = \frac{P_{бI} + \Delta P_б}{п . f_б} \leqslant [\sigma]_б$	$\sigma_{б2} = \frac{P_{бI} + \Delta P_б}{п . f_б} \leqslant [\sigma]_б$ ** ** Для условий вакуума или наружного давления $P_{бI} = P_б$

ОТДЕЛ СТАНДАРТИЗАЦИИ И МЕТРОЛОГИИ ОАО "НИИХИММАШ" МОСКВА

1	2	3	4
9	с.34.п.12.3.7	$\eta_2 = y_{п1}(y_б + y_{п2} + 2y_ф b^2) + y_{п2}(y_б + 2y_ф a^2) + y_б \cdot y_ф (a + b)^2$	$\eta_2 = y_{п1}(y_б + y_{п2} + 2y_ф b^2) + y_{п2}(y_б + 2y_ф a^2) + 2y_б \cdot y_ф (a + b)^2$
10	с.58 (после черт.)	-	1 - для фланцев по черт.2 2 - для фланцев по черт.I

Начальник научно-технического отдела концерна "Химнефтемаш" — В.Н.Пирожков

Ведущий специалист — И.А.Свешников

Зам.директора НИИХИММАШа — В.А.Заваров

Начальник отдела стандартизации — Ю.Б.Якимович

Начальник отдела — В.И.Рачков

Зам.директора ВНИИнефтемаша — В.В.Пугач

Начальник лаборатории — С.И.Зусмановская

Зам.директора УкрНИИхиммаша — Л.П.Перцев

Начальник отдела — В.Н.Стогний

Ст.науч.сотрудник — Л.П.Гапонова

ИЗМЕНЕНИЕ №1

РД26-15-88

Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений

УТВЕРЖДАЮ
Председатель ТК260
«Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»
_____ В.А. Заваров
«21» февраля 2001 г.
Дата введения 2001-02-01

1. Стр.7, п.2.5 дополнить:

Примечания:

1. Для фланцев по черт.1 допускаемое напряжение в сечении S_1 для рабочих условий и условий затяжки при расчете с учетом нагрузки от температурных деформаций Q_t может быть увеличено до 30%.

2. Для фланцев по черт.3 допускаемое напряжение для свободного кольца при расчете с учетом нагрузки от температурных деформаций Q_t может быть увеличено на 30%.

ОАО «НИИХИММАШ»
Зарегистрировано № 171 2001-03-14
Заместитель Генерального директора
_____ В.В. Раков
«14» марта 2001 г.

3. Стр. 11, п.4.1., 5 строка снизу вместо «для фланцев с овальными и восьмигранными прокладками и для соединений по черт.3» должно быть:

для соединений по черт.3.

4. Стр.13 п.5.3. дополнить:

Примечания.

1. При определении нагрузок от температурных деформаций расчетную температуру фланцев, крышки, болтов (шпилек), трубной решетки, свободного кольца следует уменьшить на температуру при которой происходит сборка фланцевого соединения (20^0C).

2. Если между фланцами зажата трубная решетка или для снижения нагрузок от температурных деформаций установлены дополнительные шайбы, то при определении $l_{б0}$ необходимо учесть их толщины.

5. Стр. 12, п.5.3 третья строка снизу вместо

$$\eta_1 = y_n + y_б \frac{E_б}{E_\sigma^{20}} + (y_{ф1} \frac{E_1}{E_1^{20}} + y_{ф2} \frac{E_2}{E_2^{20}})в^2$$

должно быть

$$\eta_1 = y_n + y_б \frac{E_б^{20}}{E_б} + (y_{ф1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{ф2} \frac{E_2^{20}}{E_2})в^2$$

6. Стр. 13, п.5.3, первая строка сверху вместо:

$$\eta_1 = y_n + y_б \frac{E_1}{E_1^{20}} + 2y_к \frac{E_к}{E_к^{20}} a^2 + (y_{ф1} \frac{E_1}{E_1^{20}} + y_{ф2} \frac{E_2}{E_2^{20}})в^2$$

должно быть

$$\eta_1 = y_n + y_б \frac{E_б^{20}}{E_б} + 2y_к \frac{E_к^{20}}{E_к} a^2 + (y_{ф1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{ф2} \frac{E_2^{20}}{E_2})в^2$$

7. Стр.13, п.5.3 , пятая строка сверху вместо

$$\eta_1 = y_n + y_3 \frac{\lambda_3}{\lambda_3^{20}} + (y_{ф1} \frac{E_1}{E_1^{20}} + y_{ф2} \frac{E_2}{E_2^{20}})в^2$$

должно быть :

$$\eta_1 = y_n + y_3 \frac{\lambda_3^{20}}{\lambda_3} + (y_{ф1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{ф2} \frac{E_2^{20}}{E_2})в^2$$

8. Стр. 13,п.5.3 , девятая строка сверху вместо:

$$\eta_1 = y_n + y_б \frac{E_б}{E_\sigma^{20}} + y_ф \frac{E}{E^{20}} в^2 + y_{кр} \frac{E_{кр}}{E_{кр}^{20}} в^2$$

должно быть:

$$\eta_1 = y_n + y_б \frac{E_б^{20}}{E_б} + (y_ф \frac{E^{20}}{E} + y_{кр} \frac{E_{кр}^{20}}{E_{кр}})в^2$$

9. Стр.13, п.5.4. и 5.5. дополнить примечанием :

при $\alpha<1$ в расчетах принимается $\alpha=1$.

10. Стр.14, п.6.1. дополнить:

Примечание -при проверке прочности болтов для рабочих условий с учетом нагрузки на болты от стесненности температурных деформаций допускаемое напряжение может быть увеличено на 30%.

11. Стр. 21, Раздел 11 дополнить:

«По согласованию с одним из авторов РД26-15 в технически обоснованных случаях допускаемый угол поворота (θ) может быть увеличен».

12. Стр. 22 и стр.23, таблица 3, дополнить марками сталей ХН35ВТ и 08Х15Н24В4ТР.

Расчетная температура ^{0}С	Допускаемое напряжение $[\sigma]_\delta$, МПа для сталей марок	
	ХН35ВТ	08Х15Н24В4ТР
20	208	231
100	196	226
200	186	221
250	186	219
300	186	217
350	186	215
375	186	214
400	186	213
425	186	213
450	186	213
475	186	213
500	186	208
510	185	205
520	184	202
530	183	199
540	181	196
550	180	195
560	165	183
570	150	171
580	135	169
590	110	157
600	115	147
610	110	
620	105	
630	100	
640	94	
650	88	

13. Стр.43, Приложение 2 дополнить :

Марка стали	Коэффициент линейного расширения $\alpha.10^6$,1/^{0}С в зависимости от температуры,^{0}С					
	20-100	200	300	400	500	600
ХН35ВТ	14.8	15.1	15.5	15,9	16,1	16.6
08Х15Н24В4	14,5	15.5	16,3	16,8	17,2	17,4

14. Стр.6 1, Таблица 14 дополнить* :

Материал прокладки	Диаметр аппарата, мм	Ширина прокладки ,мм	Толщина прокладки ,мм
ТРГ «Графлекс» не армированная с абтюретором	400<D≤600 600≤D<1000 1000≤D<1500 1500≤D	13,5 14 15,5 17,5	4;6
ТРГ «Графлекс» армированная с абтюретором	400≤D<600 600≤D<1000	13,5 14	2;3
ТРГ «Графлекс» армированная с абтюретором	400≤D<600 600≤D<1000	13,5 14	3;4

* Размеры прокладок приняты по техническим условиям, разработанными НПО «УНИХИМТЕК».

14. Дополнить Приложением 6 (Обязательным).

РД 26-15-88 С.
Приложение 6
(Обязательное)

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ С ПРОКЛАДКАМИ ИЗ ТЕРМОРАСШИРЕННОГО ГРАФИТОВОГО МАТЕРИАЛА «ГРАФЛЕКС»

1. Настоящее приложение распространяется на расчет фланцевых соединений с уплотнительными поверхностями «шип-паз» с прокладками из ТРГ «ГРАФЛЕКС».

2. Характеристики прокладок из ТРГ «ГРАФЛЕКС»* $m, q_{обж}, [q]$, приведены в табл. Модуль упругости прокладки $E_n = 11{,}1q$, где q – удельное давление на прокладку при затяжке, МПа.

3. Коэффициент жесткости фланцевого соединения α определяется в соответствии с п.4.1.

В связи с тем, что модуль упругости прокладки зависит от удельного давления на прокладку (q), то при определении α податливость прокладки определяется методом последовательных приближений следующем путем :

Предварительно определяется удельное давление на прокладку при затяжке по формуле:

$$q = \frac{P_б}{\pi D_{сп} в_0}, \text{ где} \qquad (2)$$

$P_б$ - болтовое усилие для условий монтажа, определяемое по п.5.4.

При определении $P_б$ - коэффициент α в первом приближении принимается равным единице.

Затем по формуле $E_n = 11{,}1q$ определяется модуль упругости и по п. 3.3 податливость прокладки .

Если α получится больше единицы , то необходимо определить болтовое усилие $P_{б1}$ по п.5.4. с полученным коэффициентом α и повторить определение q и Е. После этого вновь определить коэффициент α.

***Примечание . Характеристики прокладок представлены НПО «УНИХИМТЕК»**

Если при первом приближении коэффициент α получится меньше единицы , то при расчете фланцевых соединений коэффициент α принимается равным единице и дальнейшие приближения по определению α не требуются .

Тип и материал прокладки	Коэффициент m	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$, *МПа*	Допускаемое удельное давление $[q]$, *МПа*
Прокладка ТРГ неармированная с обтюратором	2,0	4,0	200
Прокладка ТРГ армированная без обтюратора	2,5	4,0	120 при t=2 мм*) 100 при t=3 мм*)
Прокладка ТРГ армированная с обтюратором	2,0	4,0	200
*) толщина прокладки в свободном состоянии			

Подписной лист

Заместитель Генерального директора ОАО «НИИХИММАШ» к.т.н. В.В. Раков

Начальник отдела прочности, к.т.н. В.И. Рачков

Начальник отдела стандартизации И.И. Орехова

Генеральный директор ЗАО «Петрохим-инжиниринг» А.Г. Вихман

Заведующая отделом С.И. Зусмановская

Ст. научный сотрудник И.Е. Зейде

Заместитель Генерального директора АО ВНИИНЕФТЕМАШ Б.Р. Павловский

Заведующий отделом А.Н. Бочаров

Заведующий лабораторией Б.С. Вольфсон

gost.e-ecolog.ru