ЦЕНТРАЛЬНОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО
НЕФТЕАППАРАТУРЫ

Р У К О В О Д Я Щ И Й Т Е Х Н И Ч Е С К И Й М А Т Е Р И А Л

МЕТОДИКА РАСЧЕТА АРМАТУРНЫХ ФЛАНЦЕВ

РДРТМ 0352 - 42 - 78

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДАЮ
Начальник ЦКБН
_____ И.К.Глушко
"19" 04 1978г.

Группа _____

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА АРМАТУРНЫХ ФЛАНЦЕВ

РДРТМ 0352 - 42 - 78

Указание по ЦКБН от 20 апреля 1978г. № 43

срок введения установлен с 15 мая 1978г.

Настоящая методика расчета арматурных фланцев составлена в соответствии с "Нормами американского общества инженеров-механиков для котлов и сосудов высокого давления", раздела УШ части I.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code.
Section VIII. Division I. New York, 1968.
Winter 1968 Addenda.

I. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

I.I. Условные обозначения исходных данных для расчета фланцевого соединения.

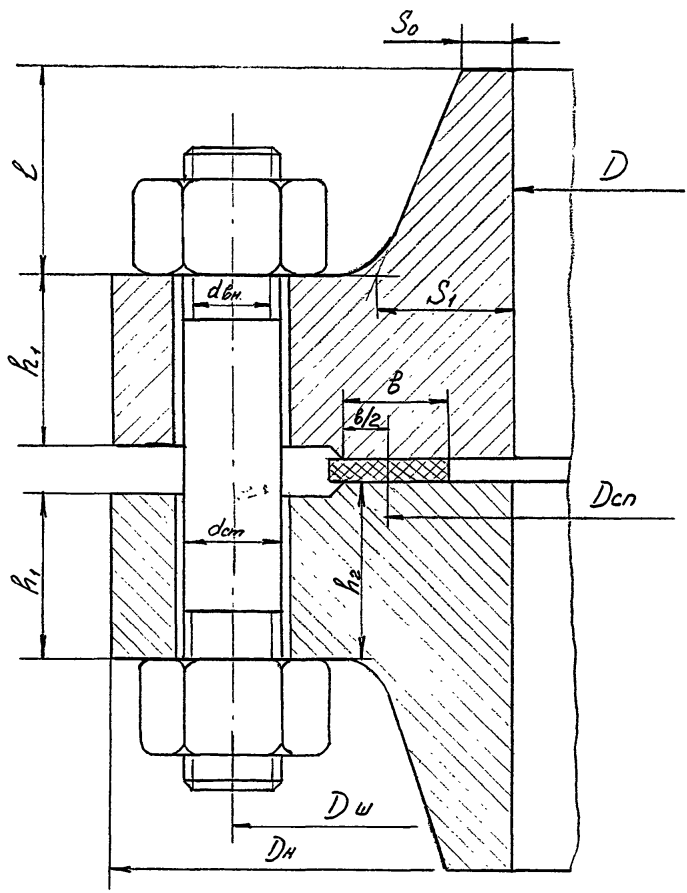
P_p - расчетное давление, кгс/см^2;
t_p - расчетная температура фланца, ^oC;
$t_ш$ - расчетная температура шпильки, ^oC;
C - прибавка на коррозию к расчетным толщинам фланца, см.

I.2. Условные обозначения, принятые во фланцевых соединениях (черт. I - 4).

D - внутренний диаметр фланца, см, (см.примечание);
$D_н$ - наружный диаметр фланца, см;
$D_ш$ - диаметр центров отверстий для шпилек, см;
S_0 - толщина втулки фланца в месте соединения с обечайкой, см (см.примечание);
S_1 - толщина втулки фланца в месте соединения с тарелкой фланца (для цилиндрической втулки $S_1=S_0$), см; (см. примечание);
l = длина втулки, см;
h_1 = толщина тарелки фланца, см;
h_2 - толщина тарелки фланца в месте уплотнения, см (см. примечание);
b_1 - ширина шипа фланца (черт.3), см;
$d_{ст}$ - диаметр стержня шпильки, см;
$d_{вн}$ - внутренний диаметр резьбы шпильки, см;
n - количество шпилек (отверстий);
b - ширина прокладки (или расстояние между внутренним диаметром прокладки и наружным диаметром выступа, если прокладка выходит за пределы выступа, черт. I и 2), см;
$D_{сп}$ - средний диаметр прокладки, (см, примечание), см;
$h_п$ - толщина прокладки (черт.3), см.

Примечание. D, S_0, S_1, h_2 принимаются на конец срока эксплуатации фланца, т.е. с учетом прибавки C на коррозию.

$D_{сп}$ для черт. I и 2 - средний диаметр контактной поверхности.

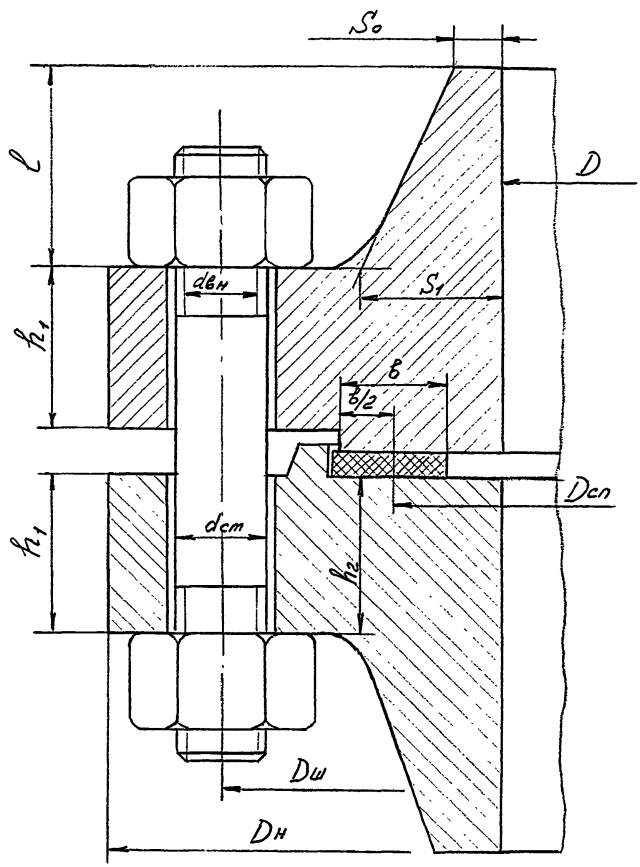


Черт. I. Фланцы с соединительным выступом.

Расчетная ширина прокладки " b_0 " и расчетный диаметр "$D_п$ " приложения реакции прокладки (см).

При $b \leqslant$ I,27 см : $b_0 = 0{,}5b$; $D_п = D_{сп}$;

$b >$ I,27 см : $b_0 = 0{,}5635\sqrt{b}$; $D_п = D_{сп} + b - 2b_0$.

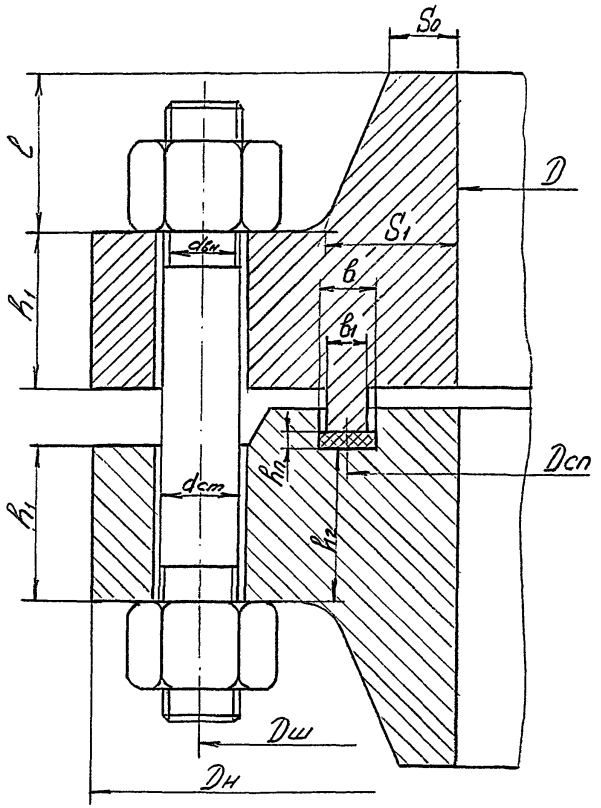


Черт. 2. Фланцы с выступом или впадиной.

Расчетная ширина прокладки " b_0 " и расчетный диаметр " $D_п$ " приложения реакции прокладки (см).

При $b \leq 1{,}27$ см; $b_0 = 0{,}5\,b$; $D_п = D_{сп}$;

$b > 1{,}27$ см: $b_0 = 0{,}5635\sqrt{b}$; $D_п = D_{сп} + b - 2b_0$.



Черт. 3. Фланцы с шипом или пазом.

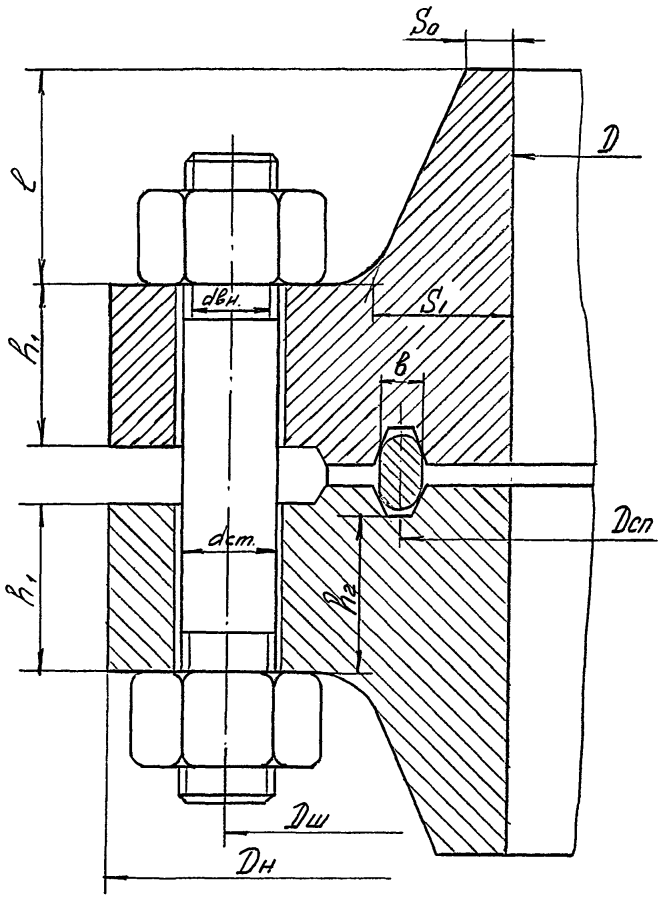
Расчетная ширина прокладки " b_0 " и расчетный диаметр " D_n " приложения реакции прокладки (см).

При $b-b_1-2h_n \geq 0$ и $b_1+h_n \leq 1{,}27$ см:
$b_0 = 0{,}5(b_1+h_n)$; $D_n = D_{сп}$.

При $b-b_1-2h_n \geq 0$ и $b_1+h_n > 1{,}27$ см;
$b_0 = 0{,}5635\sqrt{b_1+h_n}$; $D_n = D_{сп}+b-2b_0$.

При $b-b_1-2h_n < 0$ и $b_1+b \leq 2{,}54$ см:
$b_0 = 0{,}25(b_1+b)$; $D_n = D_{сп}$.

При $b-b_1-2h_n < 0$ и $b_1+b > 2{,}54$ см:
$b_0 = 0{,}3984\sqrt{b_1+b}$; $D_n = D_{сп}+b-2b_0$.



Черт. 4. Фланцы под прокладку овального или восьмиугольного сечения.

Расчетная ширина прокладки " $в_0$ " и расчетный диаметр " $D_п$ " приложения реакции прокладки (см).

При $в \leqslant 5{,}08$ см : $в_0 = 0{,}125\,в$; $D_п = D_{сп}$;

$в > 5{,}08$ см : $в_0 = 0{,}2817\sqrt{в}$; $D_п = D_{сп} + в - 2в_0$.

I.3. Условные обозначения осевых сил, принятые в расчетной схеме (черт. 5).

Q_g – равнодействующая внутреннего давления, кгс;
Q_1 – равнодействующая внутреннего давления, действующая на втулку фланца, кгс;
$Q_т$ – равнодействующая внутреннего давления, действующая на торцевую часть тарелки, кгс;
$P_{1ш}$ – нагрузка на шпильки при затяге, кгс;
$P_{2ш}$ – нагрузка на шпильки в рабочих условиях, кгс;
$Q_{1п}$ – усилие на прокладке при затяге, кгс;
$Q_{2п}$ – усилие на прокладке в рабочих условиях, кгс;

2.I. Допускаемые напряжения:

2.I.I. Во фланцах

а) для сред, не вызывающих коррозионное растрескивание, принимаются по ОСТ 26-02-706-72 (письмо ВНИИнефтемаш № IO-28/II57 от 27.0I.78);

б) для сред, вызывающих коррозионное растрескивание $\sigma_{доп} = 0{,}25\,\sigma_т$, где $\sigma_т$ – предел текучести материала фланца при расчетной температуре. В технически обоснованных случаях допускаемые напряжения могут быть повышены до $0{,}4\,\sigma_т$ (письмо ВНИИнефтемаш № IO-30/I247 от 30.0I.78).

2.I.2. В шпильках:

$$\sigma_{доп(ш)} = \min\left\{\frac{\sigma^t_{т(ш)}}{n_{т(ш)}};\ \frac{\sigma^t_{в(ш)}}{n_{в(ш)}}\right\};$$

где: t – расчетная температура (при затяге $t = 20^{\circ}C$);
$\sigma^t_{в(ш)}; \sigma^t_{т(ш)}$ – пределы прочности и текучести для материала шпильки при расчетной температуре, кгс/см^2;
$n_{т(ш)}=4; n_{в(ш)}=5$ – коэффициенты запасов прочности по пределу текучести и пределу прочности материала шпильки.

2.2. Определение осевых сил.

$$Q_g = 0{,}785 \cdot D_п^2 \cdot P_р, \text{ кгс};$$

$$Q_1 = 0{,}785 \cdot D^2 \cdot P_р, \text{ кгс};$$

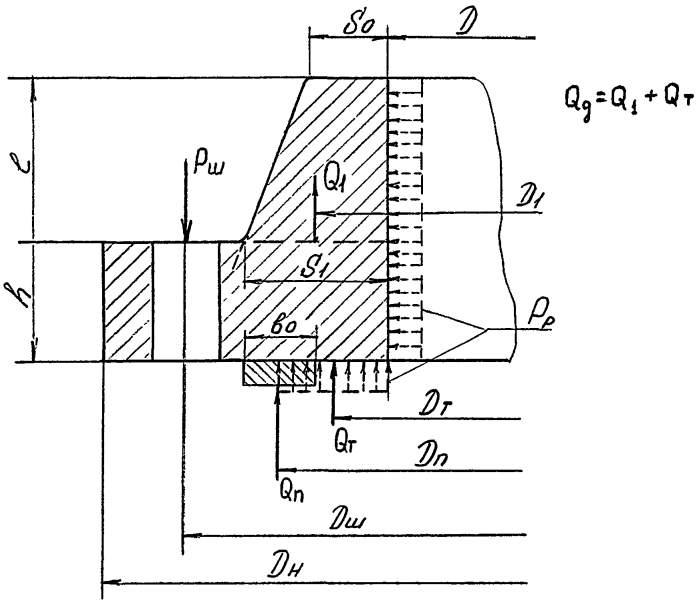
$$Q_т = Q_g - Q_1 = 0{,}785\, P_р (D_п^2 - D^2), \text{ кгс};$$

$$Q_{1п} = P_{1ш} = 3{,}I4 \cdot b_о \cdot D_п \cdot q, \quad \text{кгс},$$

где q – минимальное контактное напряжение на прокладке при затяге (стр.I5), кгс/см^2;

$$Q_{2п} = 6{,}28 \cdot b_о \cdot D_п\, m\, P_р; \quad \text{кгс},$$

где m – коэффициент прокладки (стр.I5);



Черт. 5. Схема приложения сил.

Диаметры приложения сил $Q_п, Q_1, Q_т$

$D_п$ - по черт. I -4

$D_1 = D + S_1$ см;

$D_т = 0{,}5\,(D + D_п)$ см.

$$P_{2ш} = Q_9 + Q_{2п} = 0{,}785\, D_п^2 \cdot P_p + 6{,}28\, b_0 \cdot D_п \cdot m \cdot P_p \ , \quad кгс$$

2.2.I. Расчетные нагрузки на шпильки.

При затяге: $W_1 = 0{,}5 \cdot f_ш \cdot \sigma^{20}_{доп(ш)} (n + n_1)$, кгс, где

$f_ш = \frac{\pi d^2_ш}{4}$ - минимальная площадь поперечного сечения шпильки, см^2,

$d_ш = min\{d_{ст}\ ;\ d_{вн}\}$;

n_1 - расчетное количество шпилек;

$$n_1 = max\left\{ \frac{P_{1ш}}{f_ш \cdot \sigma^{20}_{доп(ш)}} \ ; \ \frac{P_{2ш}}{f_ш \cdot \sigma^{t}_{доп(ш)}} \right\}$$

При рабочих условиях:

$$W_2 = P_{2ш}\ , \ кгс$$

2.3. Определение изгибающих моментов, действующих на фланец.

При затяге: $M_1 = 0{,}5 \cdot W_1 \cdot (D_ш - D_п)$, кгс·см.

В рабочих условиях: $M_2 = 0{,}5 \cdot Q_1 \cdot (D_ш - D - S_1) + 0{,}5 \cdot Q_{2п} \cdot (D_ш - D_п) + 0{,}5 \cdot Q_T [D_ш - 0{,}5(D_п + D)]$, кгс·см.

2.4. Определение коэффициентов.

По графику (черт.6) при $K = \frac{D_н}{D}$ определяем коэффициенты: $T; Z; Y; U$.

По графикам (черт. 7, 8, 9) при $\frac{S_1}{S_0}$ и $\frac{\ell}{h_0}$ $\left(h_0 = \sqrt{D \cdot S_0}\right)$

определяем коэффициенты: $F; V; f$.

Определяем безразмерные параметры:

$$e = \frac{F}{h_0}\ ;\ d = \frac{U}{V} \cdot h_0 \cdot S_0^2\ ;\quad L = \frac{h \cdot e + 1}{T} + \frac{h^3}{d}\ , \text{ где } \ h = min\{h_1; h_2\}$$

2.5. Определение напряжений.

2.5.I. При затяге:

осевое напряжение во втулке

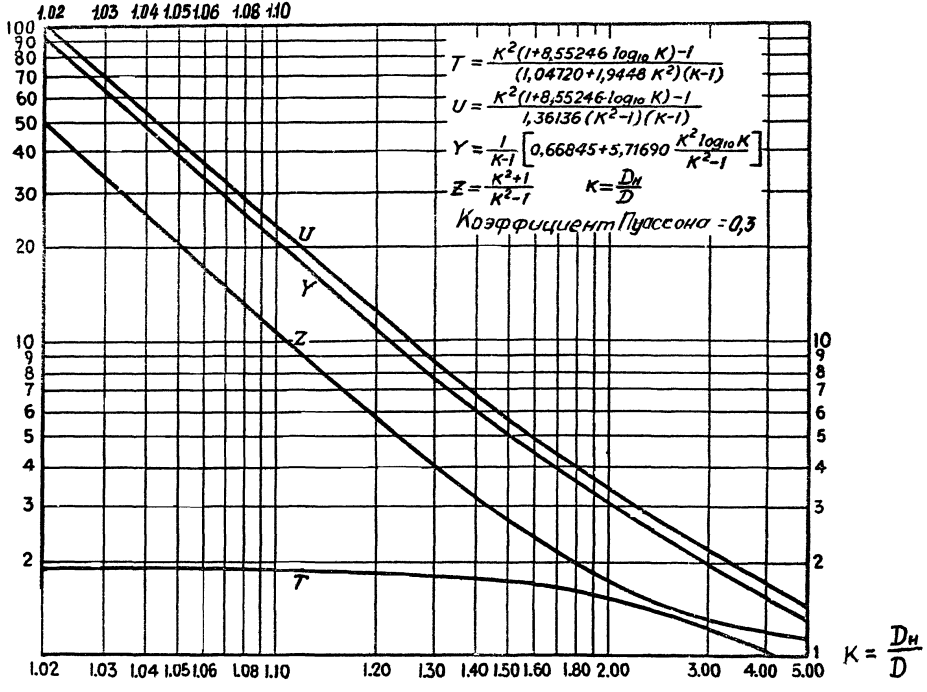
$$\sigma_{1\ell} = \frac{f \cdot M_1}{L \cdot S_1^2 \cdot D_\ell}\ , кгс/см^2\ ; \quad D_\ell = \begin{cases} D & при\ D \geq 20 \cdot S_1\ ; \\ D + S_0 & при\ D < 20 \cdot S_1\ и\ f \geq 1\ ; \\ D + S_1 & при\ D < 20 \cdot S_1\ и\ f < 1. \end{cases}$$

радиальное напряжение во фланце

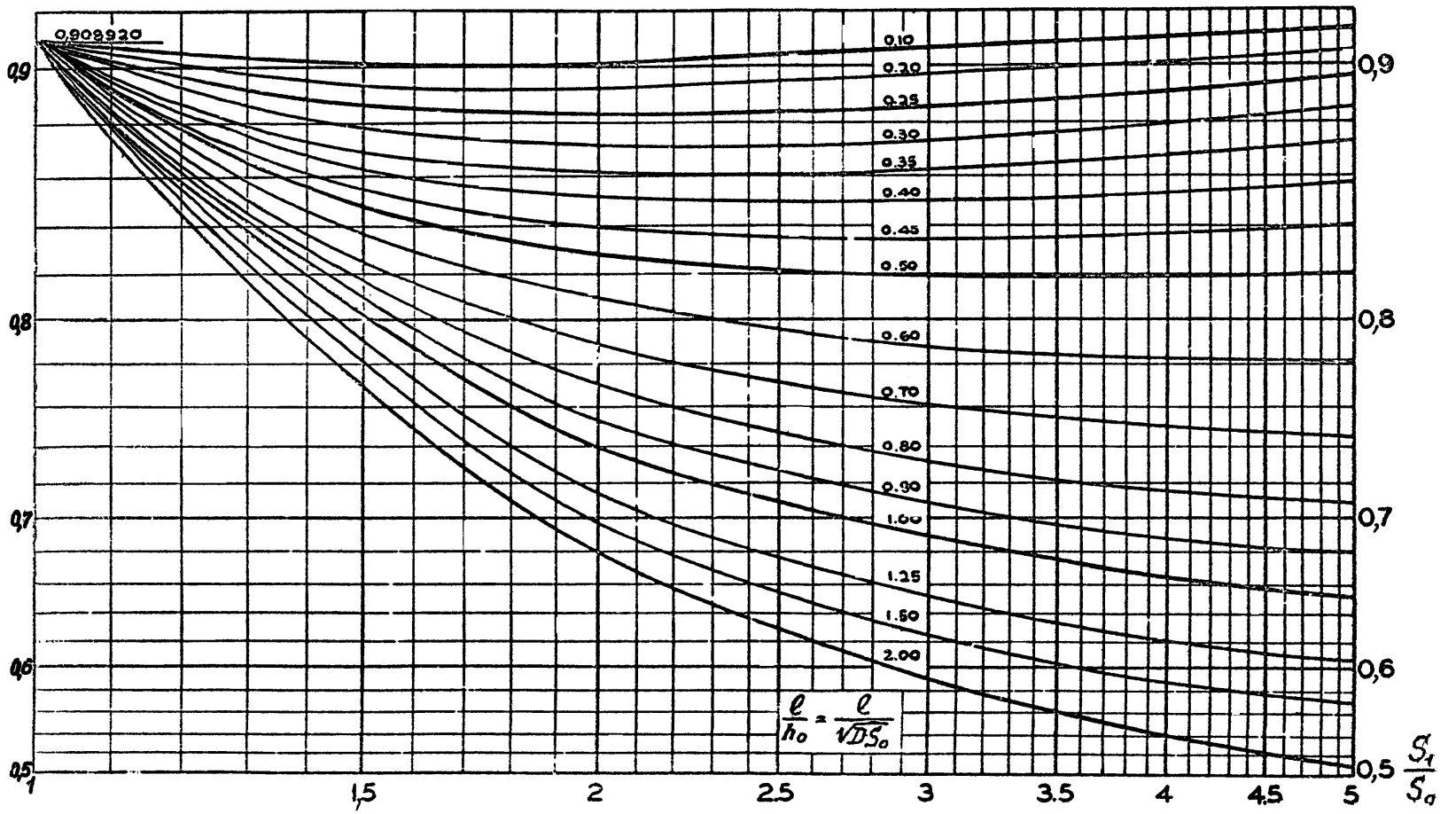
$$\sigma_{1R} = \frac{(1{,}33 h \cdot e + 1) M_1}{L \cdot h^2 \cdot D}\ , \ кгс/см^2;$$

кольцевое напряжение во фланце

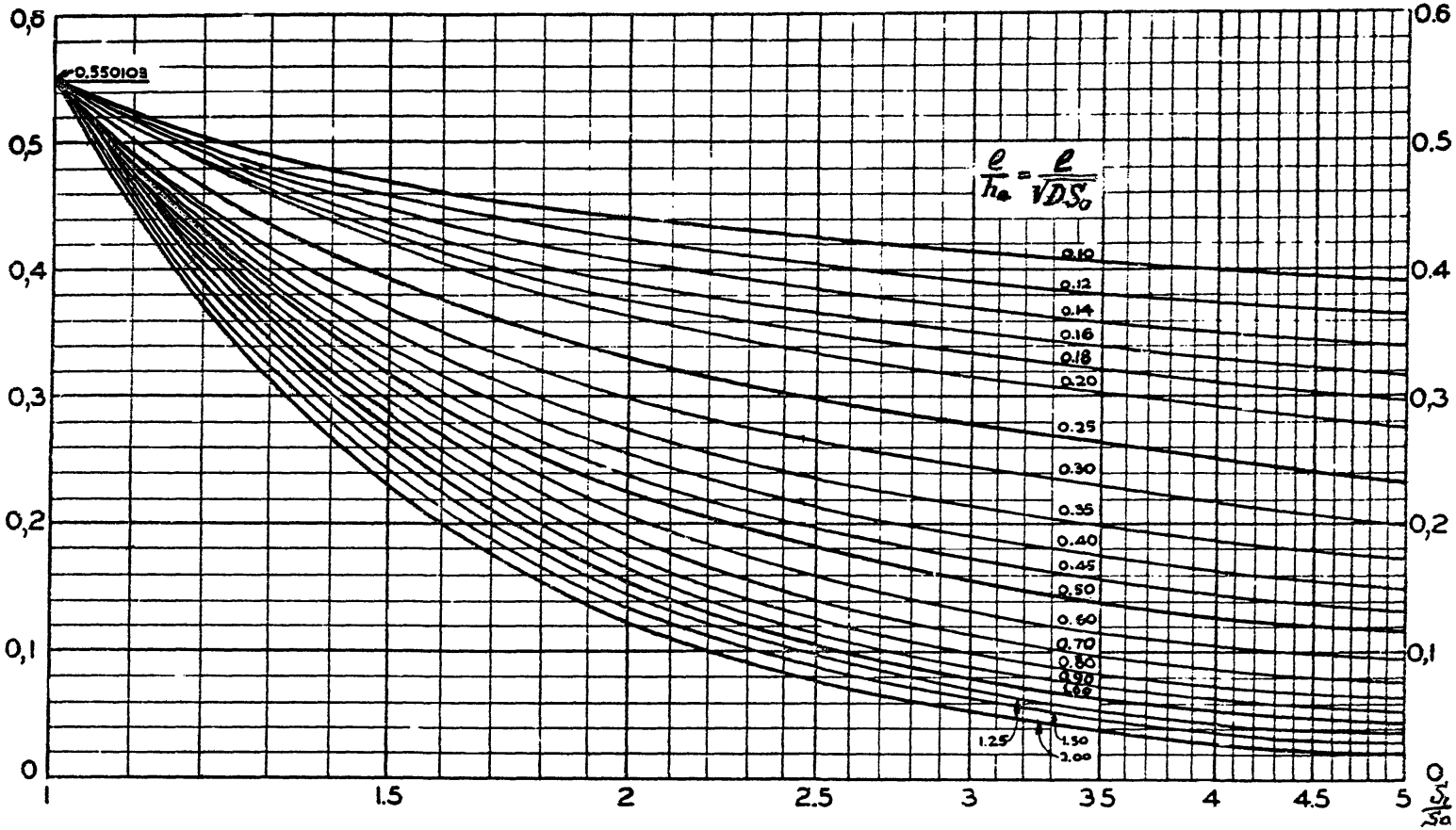
$$\sigma_{1T} = \frac{Y \cdot M_1}{h^2 \cdot D} - Z \cdot \sigma_{1R}\ , \ кгс/см^2.$$



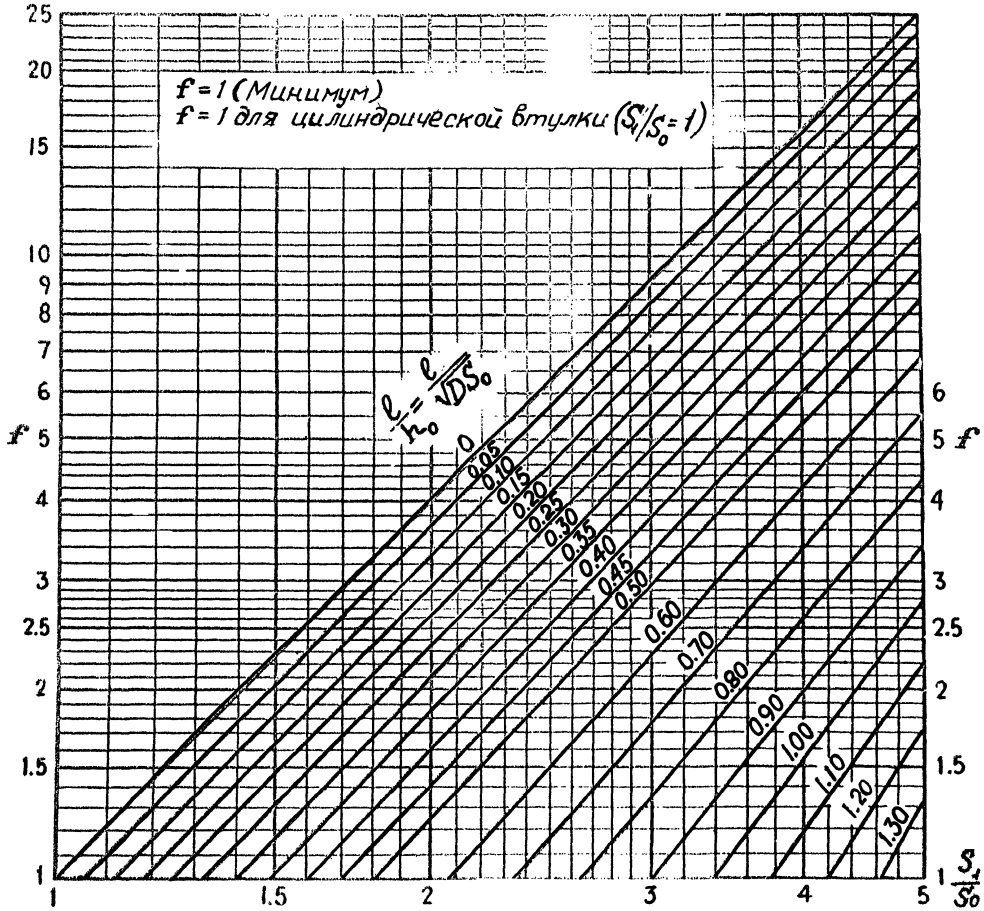
Черт. 6. Величины T, Z, Y и U (включающие $K = \frac{D_н}{D}$)



Черт.7. Значения коэффициента F



Черт. 8. Значения коэффициента V.



Черт. 9. Значения коэффициента f (поправочный коэффициент для напряжений во втулке)

2.5.2. В рабочих условиях:
осевое напряжение во втулке

$$\sigma_{2\ell} = \frac{f \cdot M_2}{L \cdot S_1^2 \cdot D_\ell}, \text{кгс/см}^2; \qquad D_\ell = \begin{cases} D & \text{при } D \geq 20 \cdot S_1; \\ D + S_0 & \text{при } D < 20 \cdot S_1 \text{ и } f \geq 1; \\ D + S_1 & \text{при } D < 20 \cdot S_1 \text{ и } f < 1. \end{cases}$$

радиальное напряжение во фланце

$$\sigma_{2R} = \frac{(1{,}33 h \cdot e + 1) \cdot M_2}{L \cdot h^2 \cdot D}, \text{кгс/см}^2;$$

кольцевое напряжение во фланце

$$\sigma_{2T} = \frac{Y \cdot M_2}{h^2 \cdot D} - Z \cdot \sigma_{2R}, \text{кгс/см}^2.$$

2.6. Условия прочности.
При затяге:

$$\sigma_{1\ell} \leq 1{,}5 \sigma_{доп}^{20};$$
$$\sigma_{1R} \leq \sigma_{доп}^{20};$$
$$\sigma_{1T} \leq \sigma_{доп}^{20};$$

$$\frac{\sigma_{1\ell} + \sigma_{1R}}{2} \leq \sigma_{доп}^{20};$$
$$\frac{\sigma_{1\ell} + \sigma_{1T}}{2} \leq \sigma_{доп}^{20}.$$

В рабочих условиях:

$$\sigma_{2\ell} \leq 1{,}5 \sigma_{доп}^{t};$$
$$\sigma_{2R} \leq \sigma_{доп}^{t};$$
$$\sigma_{2T} \leq \sigma_{доп}^{t};$$

$$\frac{\sigma_{2\ell} + \sigma_{2R}}{2} \leq \sigma_{доп}^{t};$$
$$\frac{\sigma_{2\ell} + \sigma_{2T}}{2} \leq \sigma_{доп}^{t}.$$

Таблица

Конструкция прокладки и материал	Коэффициент прокладки m	Минимальное контактное напряжение на прокладке при затяге q, кгс/см^2
Плоская неметаллическая		
Резина обыкновенная или с малым содержанием асбестового волокна с твердостью по Шору		
до 75	0,5	0
75 и выше	I,0	I4
Паронит толщиной		
0,3 см	2,0	II0
0,2 см	2,75	250
0,I см	3,5	400
Асбест толщиной		
0,3 см	2,0	II2
0,I5 см	2,75	260
0,08 см	3,5	455
Плоская металлическая		
Мягкий алюминий	4,0	6I5
Мягкая медь или латунь	4,75	9I0
Железо или мягкая сталь 05КП, 08Х13	5,5	I260
Монель-металл или сталь с 4 - 6% хрома	6,0	I525
Нержавеющие стали 08Х18Н10Т	6,5	I820
Плоская металлическая с асбестовым заполнением		
Мягкий алюминий	3,25	385
Мягкая медь или латунь	3,5	455
Железо или мягкая сталь 05КП, 08Х13	3,75	530
Монель-металл (медно-никелевый сплав)	3,5	560

Продолжение таблицы

Конструкция прокладки и материал	Коэффициент прокладки m	Минимальное контактное напряжение на прокладке при затяге q, кгс/см^2
Сталь с 4 - 6% хрома	3,75	630
Нержавеющие стали I2XI8HIOT	3,75	630
Металлическая овального или восьмиугольного сечения		
Железо или мягкая сталь 05КП, 08XI3	5,5	I260
Монель-металл или сталь с 4 - 6% хрома	6,0	I525
Нержавеющие стали 08XI8HIOT	6,5	I820

Гл.инженер Д.А. Кащицкий

Зав.отделом № 8 А.Ю. Пролесковский

Зав.отделом № 27 Л.А. Захарченко

ГКП отдела № 27 А.М. Синодкин

Вед.конструктор отдела № 27 С.Б. Зиберт

gost.e-ecolog.ru