



О Т Р А С Л Е В О Й   С Т А Н Д А Р Т

---

**ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ**  
**РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ**  
**ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ РАЗЪЕМОВ КОРПУСОВ**

**ОСТ 108.021.110—84**

**Издание официальное**

**МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ**  
**МОСКВА**

**УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ** указанием Министерства энергетического машиностроения от 13.12.84 № СЧ-002/9333

**ИСПОЛНИТЕЛИ:** Э. М. РАБИНОВИЧ, канд. техн. наук; Е. П. БЕЛОУСОВА; Е. А. ЧАЛОВА

**ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ  
СТАЦИОНАРНЫЕ****РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ  
СОЕДИНЕНИЙ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ  
РАЗЪЕМОВ КОРПУСОВ****ОСТ 108.021.110—84**

Взамен ОСТ 108.021.110—79

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 13.12.84 № СЧ-002/9333 срок действия установлен

с 01.07.85до 01.07.90

Несоблюдение стандарта преследуется по закону

Настоящий отраслевой стандарт распространяется на вновь проектируемые паровые стационарные турбины для ТЭС, АЭС, АТЭС, приводные паровые турбины и устанавливает методику расчета на плотность фланцевых соединений горизонтальных разъемов корпусов паровых турбин, находящихся под избыточным внутренним давлением рабочей среды.

**1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ**

- $b$  — ширина фланца, см;
- $h$  — высота фланца, см;
- $t$  — расстояние между осями шпилек, см;
- $2R$  — внутренний горизонтальный диаметр корпуса, см;
- $2R_0$  — внутренний вертикальный диаметр корпуса, см;
- $2r$  — внутренний диаметр корпуса в сечении под углом  $\varphi$  к горизонтальной плоскости, см;
- $R_1$  — радиус наружной поверхности стенки корпуса, см;
- $e$  — вертикальное смещение центра внутреннего радиуса корпуса, см;
- $e_1$  — вертикальное смещение центра радиуса наружной поверхности стенки корпуса, см;
- $b_1$  — размер, определяющий величину участка сопряжения наружной поверхности стенки с фланцем, см;

- $\Delta R = (R_0 - R)$  — овальность сечения, см;  
 $\delta_0$  — толщина стенки корпуса в вертикальном сечении, см;  
 $\delta_1$  — толщина стенки корпуса вблизи фланца, см;  
 $\delta$  — толщина стенки корпуса в сечении под углом  $\varphi$  к горизонтальной плоскости, см;  
 $\Delta\delta = (\delta_1 - \delta_0)$  — разнотолщинность стенки корпуса, см;  
 $I$  — момент инерции сечения стенки или фланца на длине одного шага шпилек, см<sup>4</sup>;  
 $F$  — площадь сечения стенки или фланца на длине одного шага шпилек, см<sup>2</sup>;  
 $c_0$  — максимальное расстояние от внутренней поверхности фланца, на которой допускается отсутствие контактного давления, см;  
 $c_1$  — ширина внутреннего уплотнительного пояска, см;  
 $c_2$  — ширина наружного уплотнительного пояска, см;  
 $c_3$  — расстояние от внутренней поверхности фланца до края отверстия под шпильку, см;  
 $c_4$  — расстояние от оси шпильки до внутренней поверхности фланца, см;  
 $m$  — расстояние от оси шпильки до середины фланца, см;  
 $d_1$  — диаметр отверстия во фланце, см;  
 $d$  — диаметр гладкой части шпильки, см;  
 $d_0$  — диаметр отверстия в шпильке, см;  
 $d_n$  — номинальный диаметр резьбы, см;  
 $l$  — длина рабочей части шпильки, см;  
 $s$  — шаг резьбы шпильки, см;  
 $f$  — площадь сечения шпильки минимальная, см<sup>2</sup>;  
 $D$  — наружный диаметр гайки, см;  
 $H$  — длина участка свинчивания шпильки с гайкой, см;  
 $H_1$  — длина участка свинчивания шпильки с корпусом (или нижней гайкой), см;  
 $p$  — давление пара в корпусе, МПа;  
 $S_2$  — окружное усилие в корпусе на единицу длины фланца (интенсивность нагрузки), Н/см;  
 $\Delta S_2$  — дополнительное окружное усилие при несимметричном подводе пара во внутренний цилиндр (интенсивность нагрузки), Н/см;  
 $P$  — паровое раскрывающее усилие на одну шпильку, Н;  
 $P_0$  — окружное усилие в стенке в вертикальном сечении на одну шпильку, Н;  
 $T$  — усилие в шпильке, Н;  
 $\sigma_n^0$  — начальное напряжение в шпильке на холодной турбине, МПа;  
 $\sigma_k^b$  — напряжение в шпильке при рабочей температуре перед ремонтом турбины, МПа;  
 $\sigma_n$  — напряжение изгиба в шпильке, МПа;  
 $\sigma^b$  — максимальное среднее растягивающее напряжение в шпильке, МПа;

- $\sigma_{\max}$  — максимальное суммарное напряжение в шпильке с учетом изгиба, МПа;  
 $q$  — контактное давление на уплотнительной поверхности разъема, МПа;  
 $\sigma_{\text{пл}}$  — минимальное напряжение в шпильке, необходимое для обеспечения плотности, МПа;  
 $n$  — расстояние от точки приложения силы  $P$  до срединной поверхности фланца, см;  
 $a$  — расстояние от точки приложения силы  $P$  до внутреннего края фланца, см;  
 $\sigma'$  — окружное изгибное напряжение в стенке, МПа;  
 $\sigma_{0,2}$  — предел текучести материала фланца, МПа;  
 $\sigma_{0,2}^{\text{ш}}$  — предел текучести материала шпильки при 20°C, МПа;  
 $\sigma_{0,2}^{\text{р}}$  — предел текучести материала шпильки при рабочей температуре, МПа;  
 $E^0$  — модуль упругости материала шпильки при 20°C, МПа;  
 $E^{\text{р}}$  — модуль упругости материала шпильки при рабочей температуре, МПа;  
 $\alpha_1$  — коэффициент линейного расширения материала фланца, 1/°C;  
 $\alpha_2$  — коэффициент линейного расширения материала шпильки, 1/°C;  
 $L$  — дуга поворота гайки при затяжке, отсчитываемая вдоль окружности гайки, см;  
 $\beta$  — коэффициент, учитывающий упругую податливость промежуточных деталей фланцевого соединения при растяжении шпильки (фланца, втулки, резьбовых соединений);  
 $\beta'$  — коэффициент, учитывающий упругую податливость деталей фланцевого соединения при изгибе шпильки;  
 $\eta$  — коэффициент затяжки фланцевого соединения, показывающий, во сколько раз усилие в шпильке  $T$  больше раскрывающего усилия  $P$  в момент нарушения плотности;  
 $K$  — коэффициент запаса плотности, равный отношению давления пара, при котором происходит нарушение плотности соединения, к максимальному рабочему давлению или, что то же самое, отношению фактических напряжений в шпильке к минимальным напряжениям, необходимым для обеспечения плотности;  
 $[K]$  — минимально допускаемое значение величины  $K$ .

## 2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

### 2.1. Коэффициенты запаса

2.1.1. Расчетный коэффициент запаса плотности фланцевого соединения [см. формулу (1)] в течение всего срока службы между ремонтами турбины должен быть не менее установленной величины  $K \geq [K]$ .

Значение  $[K]$  принимается равным:

1,1 — для фланцев при  $m/n \leq 1,1$ ;

1,2 — для турбин АЭС;

1,0 — для турбин ТЭС.

Для фланцев с параметрами  $t/h > 1,2$  или  $h/b < 0,9$  (черт. 1) запас плотности следует увеличить.

2.1.2. Расчетное контактное давление на уплотнительной поверхности разъема [см. формулы (20), (21), (22)] при всех режимах работы не должно превышать 75% от предела текучести материала фланца при температуре соответствующего режима:

$$q \leq 0,75 \sigma_{0,2}$$

2.1.3. Средние по сечению расчетные растягивающие начальные напряжения на холодной турбине в шпильках [см. формулу (26)] после их окончательной затяжки перед началом эксплуатации не должны превышать 50% от предела текучести:

$$\sigma_n^0 \leq 0,5 \sigma_{0,2}^0$$

2.1.4. Средние по сечению расчетные растягивающие напряжения в шпильках [см. формулу (16)] в процессе эксплуатации, вызываемые затяжкой шпилек и неравномерным нагревом деталей соединения, не должны превышать 65% от предела текучести материала шпильки при соответствующей температуре:

$$\sigma^0 \leq 0,65 \sigma_{0,2}^0$$

2.1.5. Суммарные расчетные максимальные напряжения в шпильках с учетом напряжений изгиба в процессе эксплуатации не должны превышать 75% от предела текучести материала шпильки при соответствующей температуре:

$$\sigma_{\max} \leq 0,75 \sigma_{0,2}^0$$

## 2.2. Требования к конструкции

2.2.1. Ширина внутреннего уплотнительного пояса ( $c_1$ ) или расстояние от внутренней поверхности фланца до края отверстия под шпильку ( $c_3$ ) должны быть не менее 2 см.

2.2.2. Длина участка свинчивания шпильки с корпусом должна быть не менее 135% от номинального диаметра резьбы:

$$H_1 \geq 1,35d_H$$

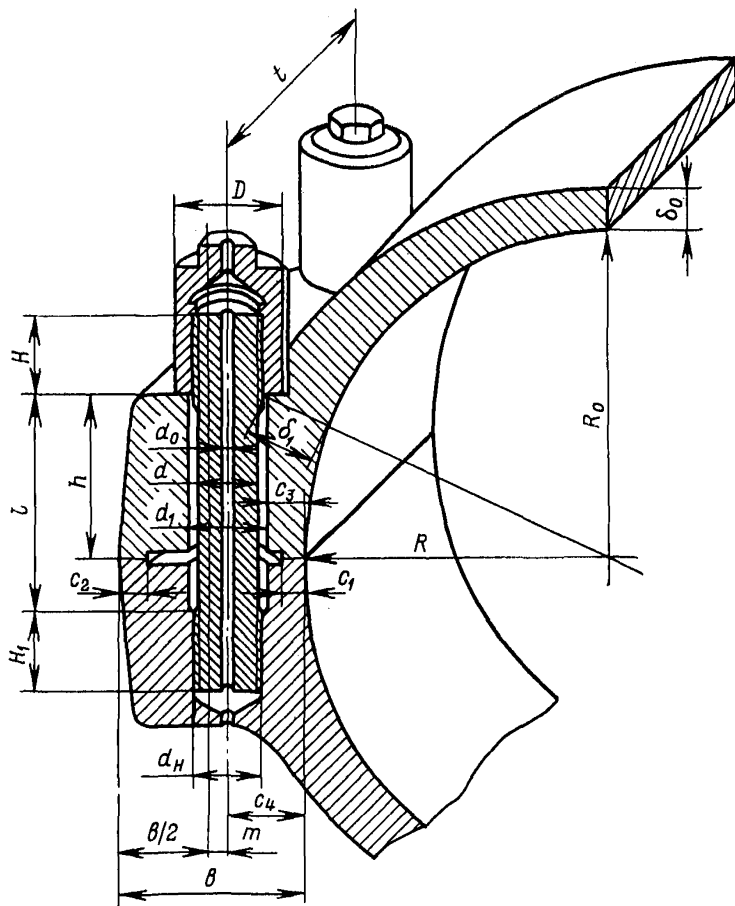
2.2.3. Фланцы с отношением  $t/h > 2$  применять не рекомендуется.

2.2.4. При выборе толщины стенки корпуса турбины следует учитывать окружные изгибные напряжения, вызванные наличием фланца, овальностью и разнотолщинностью корпуса [см. формулу (23)].

2.2.5. Фланцы корпусов турбин для АЭС должны выполняться с обнизкой или дренажной канавкой, полости которых соединяются с одним из отборов с давлением ниже 0,1 МПа.

2.2.6. При условии выполнения перечисленных в настоящем разделе требований следует стремиться к уменьшению размеров фланца и шпилек с целью повышения маневренности турбины.

## Фланцевое соединение корпуса турбины



Черт. 1

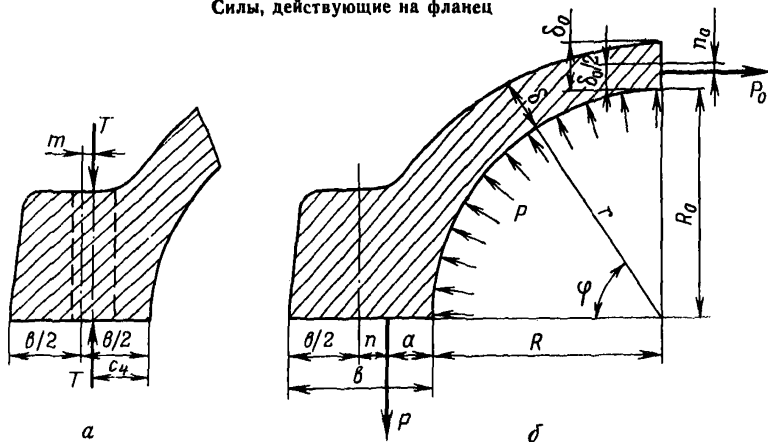
2.2.7. Методика предварительного определения размеров фланцевого соединения, удовлетворяющего заданным требованиям, и примеры расчета приведены в рекомендуемом приложении 1 и в справочном приложении 2.

### 3. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

#### 3.1. Запас плотности

3.1.1. В качестве критерия нарушения плотности принимается равенство нулю расчетных контактных напряжений на внутренней

Силы, действующие на фланец



$a$  — от затяжки шпилек;  $b$  — от давления пара

Черт. 2

поверхности фланца. Как исключение, для фланцев с отношением  $c_4/b > 0,6$  допускается отсутствие контактного давления в разъеме на расстоянии  $c_0$  от внутренней поверхности, при этом величина  $c_0$  должна удовлетворять условиям:

$$c_1 - c_0 \geq 2 \text{ см}; \quad c_3 - c_0 \geq 2 \text{ см}.$$

Приведенные в п. 3.3.1 расчетные формулы (5), (6), (7) остаются для этого случая справедливыми, если в выражении для коэффициента затяжки значения  $b$  и  $c_1$  уменьшить на величину  $c_0$ , а  $m$  и  $n$  увеличить на  $0,5c_0$ .

3.1.2. Коэффициент запаса плотности фланцевого соединения равен отношению напряжений в шпильках при рабочей температуре перед ремонтом турбины к минимальным напряжениям в шпильках, необходимым для обеспечения плотности:

$$K = \frac{\sigma_{\kappa}^{\theta}}{\sigma_{\text{пл}}}. \quad (1)$$

Для вычисления величины  $\sigma_{\text{пл}}$  предварительно определяются значения раскрывающего парового усилия  $P$  (черт. 2), приходяще-

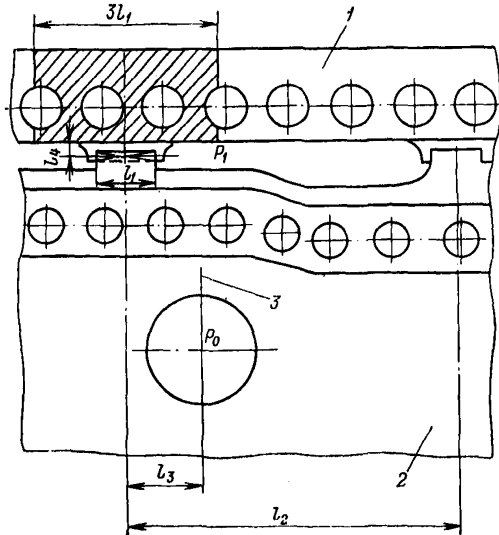


гося на рассматриваемую шпильку, и коэффициента затяжки  $\eta$ , зависящего исключительно от размеров фланца и корпуса, после чего значение  $\sigma_{пл}$  определяется по формуле

$$\sigma_{пл} = \frac{P\eta}{f}. \quad (2)$$

### 3.2. Раскрывающее усилие

3.2.1. Величина раскрывающего парового усилия, приходящегося на одну шпильку, равна произведению среднего в зоне дан-



1 — наружный цилиндр; 2 — внутренний цилиндр; 3 — ось патрубка  
Черт. 3

ной шпильки значения распределенного окружного усилия  $S_2$  на расстояние между осями шпилек:

$$P = (S_2)_{ср} t. \quad (3)$$

3.2.2. Распределенное окружное усилие  $S_2$ , отнесенное к единице длины фланца, определяется из расчета корпуса как осесимметричной оболочки произвольного меридиана, находящейся под действием внутреннего давления. Форма меридиана задается по горизонтальному сечению корпуса (радиус  $R$ ), толщина стенки — по вертикальному сечению. Расчет выполняется на ЭВМ по программе, приведенной в ОСТ 108.020.132—85, или по любой аналогичной программе, включая метод конечных элементов,

3.2.3 Для двустенных цилиндров с несимметричным подводом пара во внутренний цилиндр к усилию  $S_2$  в наружном корпусе, найденному в соответствии с п. 3.2.2, необходимо прибавить дополнительно величину  $\Delta S_2$ , учитывающую опорные реакции, приложенные к наружному корпусу со стороны лап внутреннего цилиндра:

$$\Delta S_2 = \frac{(p_0 - p_1) F_1 (l_2 - l_3)}{12 l_2 l_1}, \quad (4)$$

где  $p_0$  — давление пара в паровпускном патрубке, МПа;  
 $p_1$  — давление пара в пространстве между цилиндрами, МПа;  
 $F_1$  — суммарная площадь паровпускных патрубков внутреннего цилиндра, см<sup>2</sup>;  
 $l_1$  — длина опорной лапы, см;  
 $l_2$  — расстояние между опорными лапами внутреннего цилиндра, см;  
 $l_3$  — расстояние от оси паровпуска до лапы внутреннего цилиндра, см.

Длина участка фланца, на которой действует дополнительное усилие  $\Delta S_2$ , принимается в зоне каждой лапы равной  $3l_1$  (черт. 3, заштрихованный участок). Расчет дополнительных реактивных усилий и моментов, связанных с подводом пара через поршневое соединение, при необходимости следует производить по трехмерной теории или по теории несимметричных оболочек.

### 3.3. Коэффициент затяжки

3.3.1. Коэффициент затяжки фланцевого соединения вычисляется по формулам:

для фланца с обнизкой

$$\eta = 1 + \frac{6(n-m)(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)}{4c_1^3 + 4c_2^3 + 6b^2c_2 - 3bc_1^2 - 9bc_2^2 + 6m(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)}; \quad (5)$$

при  $c_1 = c_2 = c$

$$\eta = 1 + \frac{6b(n-m)}{4c^2 + 3b^2 - 6bc + 6bm}; \quad (6)$$

приблизленно (при  $c_1 + c_2 < b - d$ )

$$\eta = 1 + \frac{2(n-m)}{b - c_2 + 2m}; \quad (7)$$

для фланца без обнизки

$$\eta = 1 + \frac{6(n-m)}{b + 6m}. \quad (8)$$

Приведенные формулы применимы при  $n \geq m$ ; при  $n < m$  следует принимать  $\eta = 1,0$ .

3.3.2. Расстояние  $n$  от точки приложения раскрывающего усилия  $P$  до середины фланца вычисляется по формуле

$$n = \frac{f_2}{f_1 R} - \psi \frac{f_3 (f_1 f_4 - f_2 f_5)}{f_1 (f_1 f_5 - f_2^2) R}, \quad (9)$$

где

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta) d\varphi}{2I}; \\ f_2 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2)(2r + \delta) d\varphi}{4I} + \int_0^{\pi/2} \frac{rd\varphi}{F}; \\ f_3 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta)^2 \sin \varphi d\varphi}{4I} - \int_0^{\pi/2} \frac{\sin \varphi d\varphi}{F}; \\ f_4 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2)(2r + \delta)^2 \sin \varphi d\varphi}{8I} - \\ &\quad - \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2) \sin \varphi d\varphi}{2F}; \\ f_5 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta)^3 \sin^2 \varphi d\varphi}{8I} - \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta) \sin^2 \varphi d\varphi}{2F}; \end{aligned} \right\} (10)$$

$\varphi$  — угол расчетного сечения (см. черт. 2);

$\psi = 0,5$  — коэффициент, учитывающий ограничение радиального перемещения фланца.

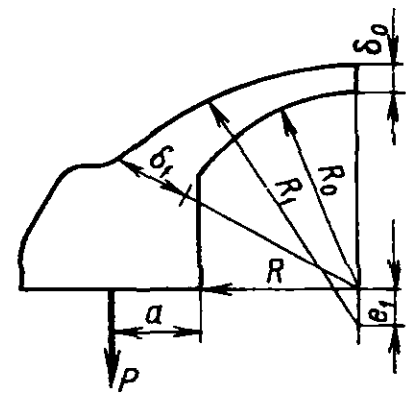
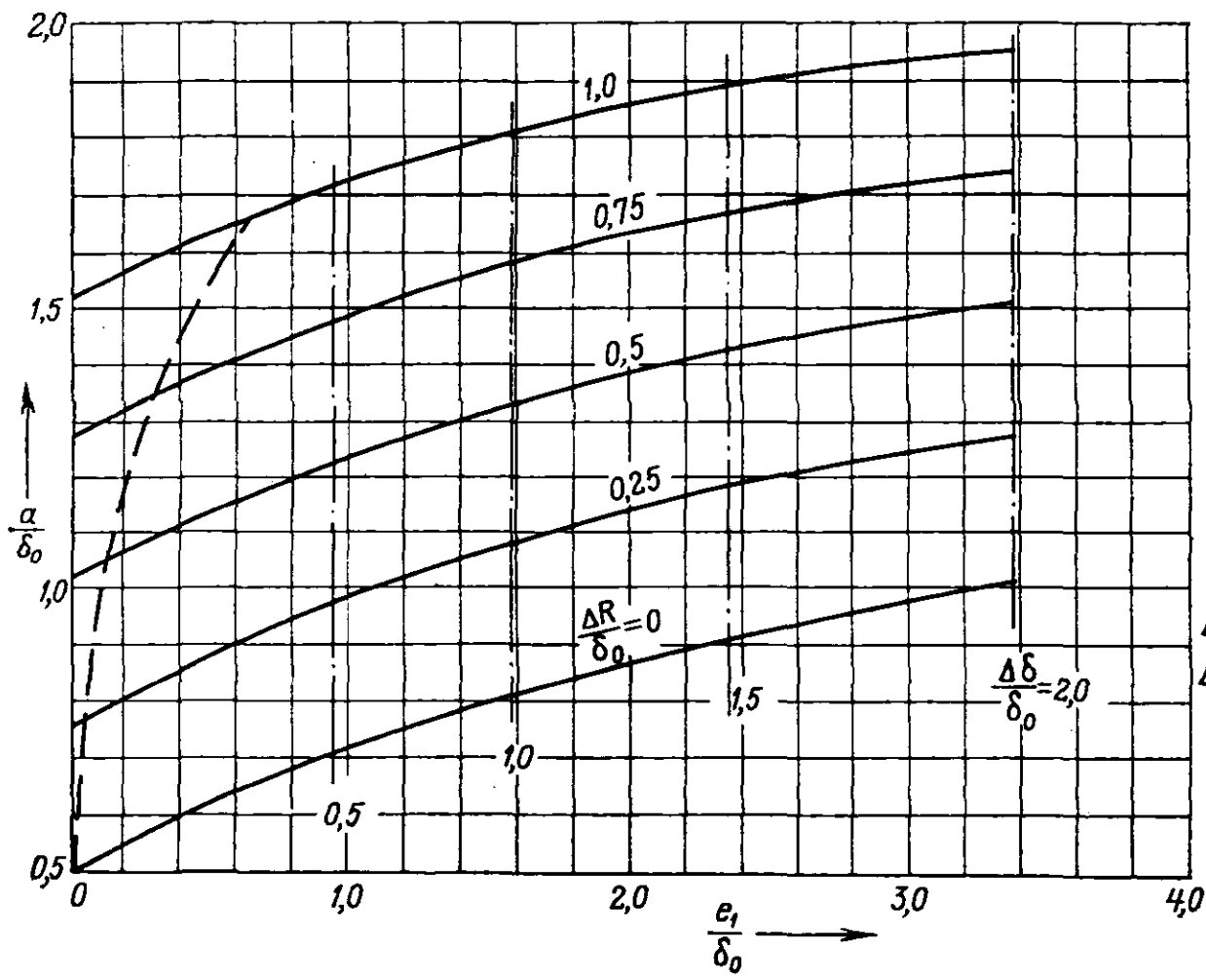
При вычислении  $n$ , как правило, можно пренебречь влиянием отверстий под шпильки и подрезок под гайки на статические характеристики сечений; тогда

$$F = t\delta \quad \text{и} \quad I = \frac{1}{12} t\delta^3. \quad (11)$$

В формулах (10) одной переменной обозначена как толщина стенки, так и ширина фланца в произвольном радиальном сечении, в частности

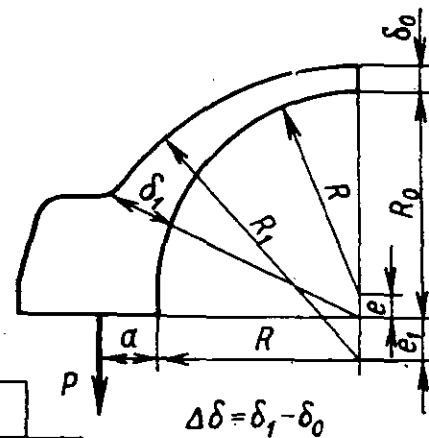
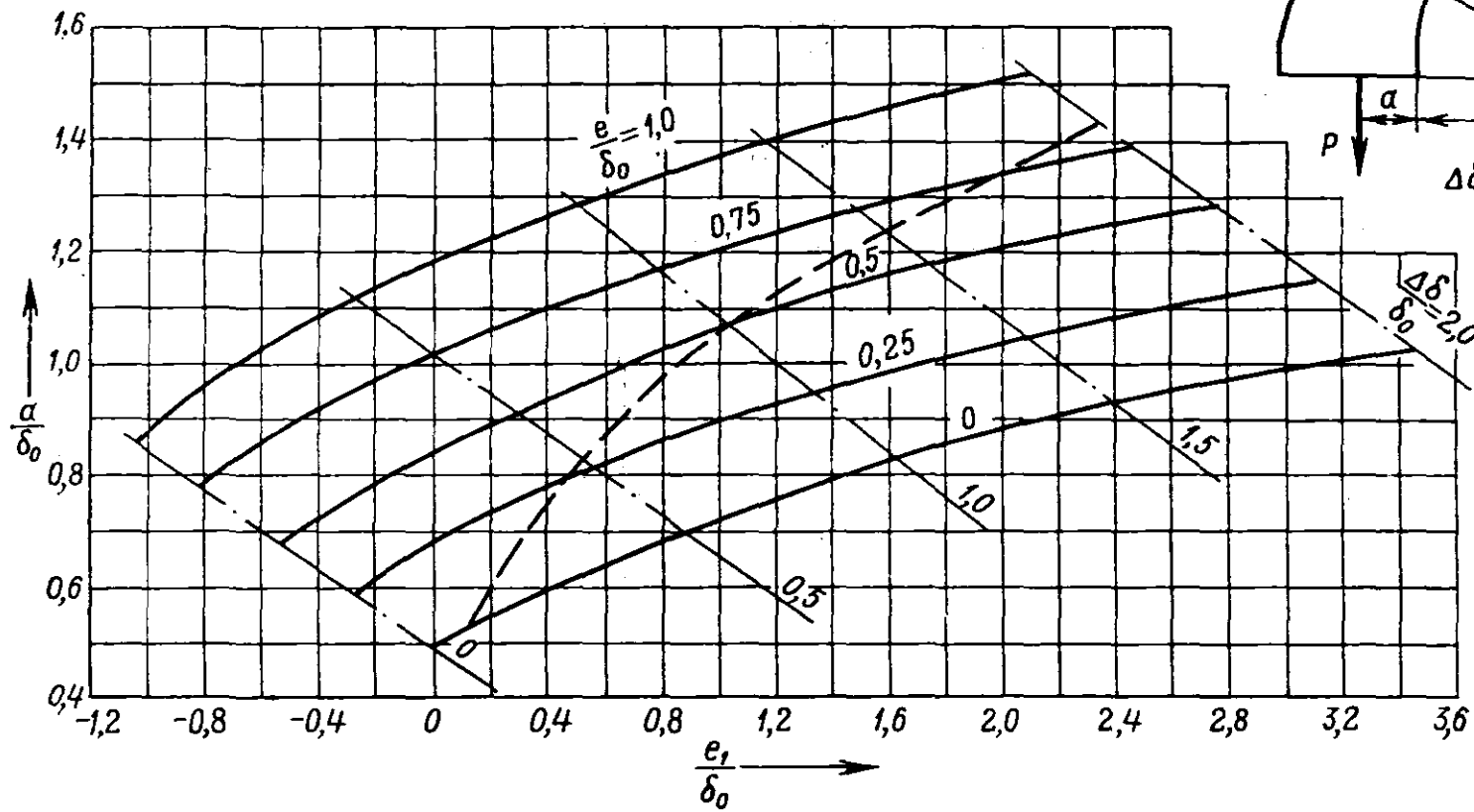
$$\delta_{\varphi=0} = b; \quad \delta_{\varphi=\pi/2} = \delta_0.$$

3.3.3. Результаты расчетов по формулам (10) по программе, составленной в НПО ЦКТИ, для некоторых употребительных способов образования овальности корпуса и разнотолщинности стенки приведены на черт. 4—6.



$\Delta R = R_0 - R$   
 $\Delta \delta = \delta_1 - \delta_0$

Черт. 4

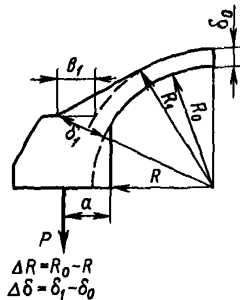
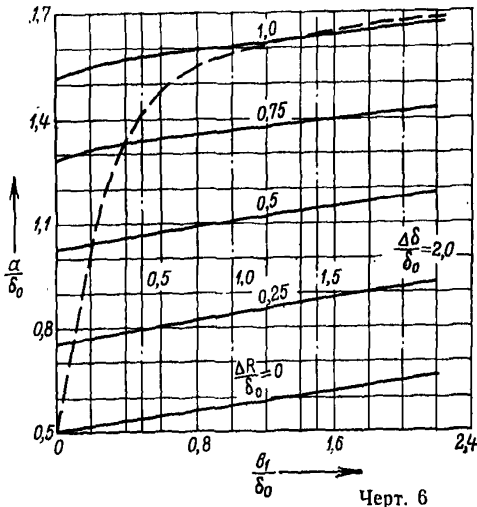


Черт. 5

Диаграммы представлены в виде зависимости относительной величины  $a/\delta_0$  от относительных размеров корпусов, определяющих их овальность и разнотолщинность. Величина  $n$  в этом случае вычисляется по формуле

$$n = \frac{b}{2} - \left(\frac{a}{\delta_0}\right) \delta_0. \quad (12)$$

Пунктиром на диаграммах (см. черт. 4—6) показаны линии, определяющие соотношения между размерами сечения, при которых напряжения изгиба в стенке корпуса, вызванные разнотолщиностью и овальностью, минимальны, и штрихпунктиром показаны



линии, соответствующие постоянному относительному размеру разнотолщинности  $\Delta\delta/\delta_0$ .

Расчеты выполнялись при постоянных отношениях  $\delta_0/R=0,1$ ,  $b/\delta_0=4$  и  $h/b=1$ , влияние которых на значение  $a$  в широком диапазоне их изменения является несущественным. Тем не менее при больших отклонениях от указанных значений, особенно при  $\delta_0/R > 0,2$  и  $b/\delta_0 < 3$ , представленные (см. черт. 4—6) данные следует рассматривать как приближенные.

3.3.4. На участках, где действует дополнительное окружное усилие  $\Delta S_2$  (см. п. 3.2.3), значение  $a$  следует уменьшить на величину  $\Delta a$ , вычисляемую по формуле

$$\Delta a = \frac{\Delta S_2}{S_2 + \Delta S_2} (a + l_4), \quad (13)$$

где  $l_4$  — расстояние от центра площадки опирания лапы внутреннего корпуса до внутренней кромки фланца наружного корпуса (см. черт. 3).

3.3.5. При наличии результатов экспериментального исследования напряжений в модели корпуса под действием внутреннего давления величина  $n$  определяется по данным измерения окружных напряжений на внутренней и наружной поверхностях фланца:

$$n = \frac{\sigma_{\text{вн}} - \sigma_{\text{нар}}}{\sigma_{\text{вн}} + \sigma_{\text{нар}}} \frac{3b^2 - 3b(c_1 + c_2) + (c_1 + c_2)^2}{6b}, \quad (14)$$

где  $\sigma_{\text{вн}}$  — окружное напряжение вблизи разъема на внутренней поверхности фланца при действии на модель внутреннего давления, МПа;

$\sigma_{\text{нар}}$  — окружное напряжение вблизи разъема на наружной поверхности фланца при действии на модель внутреннего давления, МПа.

### 3.4. Напряжения в шпильках перед ремонтом турбины

3.4.1. Напряжения, действующие в шпильке при рабочей температуре перед ремонтом турбины, определяются по формуле

$$\sigma_{\text{к}}^{\theta} = \gamma \sigma_{\text{н}}^{\theta} \frac{E^{\theta}}{E^0}, \quad (15)$$

где  $\gamma$  — коэффициент, учитывающий релаксацию напряжений при высокой температуре.

Значение  $\gamma$  определяется при испытаниях на релаксацию гладких цилиндрических или кольцевых образцов, изготовленных из материала шпильки.

### 3.5. Максимальные напряжения в элементах соединения.

3.5.1. Средние по сечению растягивающие напряжения в шпильках достигают максимального значения при пусках в начальный период эксплуатации и определяются по формуле

$$\sigma^{\theta} = \sigma_{\text{н}}^{\theta} + \frac{E(\alpha_1 \theta_1 - \alpha_2 \theta_2)}{1 + 3 \frac{d_{\text{н}}}{l}}, \quad (16)$$

где  $\theta_1$  — температура фланца вблизи разъема в точке, расположенной на расстоянии  $(c_3 - 1)$  см от внутренней поверхности, °С;

$\theta_2$  — средняя по высоте фланца температура шпильки, °С.

3.5.2. Напряжения изгиба в шпильке определяются по формуле

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{2E^{\theta} d}{l\beta'} (\varphi_0 + \varphi^{\theta}), \quad (17)$$

где  $\varphi_0$  — угол между плоскостью опорной поверхности фланца под гайку и плоскостью, перпендикулярной оси шпильки при ее затяжке, рад;

$\varphi^{\theta}$  — тот же угол при прогреве корпуса во время пуска турбины, рад.

Величины  $\varphi_0$ ,  $\varphi^{\theta}$ ,  $\beta'$  вычисляются по формулам:

$$\varphi_0 = \frac{\Delta h}{D}, \quad \varphi^{\theta} = \frac{\alpha_1 l \theta_{\text{ф}}}{b}, \quad \beta' = \left(1 + 10 \frac{d}{l}\right), \quad (18)$$

где  $\Delta h$  — максимальная величина неперпендикулярности опорной поверхности гайки и поверхности фланца под гайку в пределах поверхности, см;

$\theta_{\phi}$  — разность температур по ширине фланца корпуса, °С.

3.5.3. Максимальное суммарное напряжение в шпильках с учетом изгиба определяется по формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma^{\theta} + \sigma_{\text{н}}. \quad (19)$$

3.5.4. Контактные давления на уплотнительной поверхности разъема вычисляются по следующим формулам.

Для фланца с обнизкой:  
по внутреннему пояску

$$q = \frac{f\sigma^{\theta}}{tc_1} \frac{(b - c_2 + 2m)}{(2b - c_2 - c_1)}; \quad (20)$$

по наружному пояску

$$q = \frac{f\sigma^{\theta}}{tc_2} \frac{(b - c_1 - 2m)}{(2b - c_1 - c_2)}. \quad (21)$$

Для фланца без обнизки:

$$q = \frac{f\sigma^{\theta} (b + 6m)}{tb^2}. \quad (22)$$

3.5.5. Окружные изгибные напряжения в стенке, вызванные овальностью корпуса и разнотолщиной стенки в произвольном сечении, определяются по формуле

$$\sigma' = \frac{3S_2}{R^{\frac{3}{2}}} \left[ 2nR - Rb + r\delta - R^2 + r^2 - 2\left(\frac{f_1}{f_3} nR - \frac{f_2}{f_3}\right) \left(r + \frac{\delta}{2}\right) \sin \varphi \right], \quad (23)$$

где  $f_1, f_2, f_3$  — коэффициенты, определяемые по формуле (10).

#### 4. КОНТРОЛЬ НАПРЯЖЕНИЙ НАЧАЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ ШПИЛЕК

4.1. Затяжка горизонтальных разъемов крепежом диаметром свыше 6 см должна производиться с контролем как по дуге поворота гаек, так и по упругим удлинениям шпилек.

4.2. Дуга поворота гайки при затяжке шпильки вычисляется по формуле

$$L = \frac{\pi D I^{\beta}}{s E^{\theta}} \sigma_{\text{н}}^{\theta}. \quad (24)$$

Отсчет дуги поворота производится после предварительной затяжки, при которой момент на ключе должен составлять 500—800 Н·м для шпилек диаметром до 10 см, 1500—2000 Н·м — для шпилек диаметром свыше 10 см.



4.3. Коэффициент  $\beta$  определяется по формуле

$$\beta = 1 + 4 \frac{d_n}{l}. \quad (25)$$

Более точно значение  $\beta$  определяется на основе вычисления коэффициентов упругой податливости отдельных элементов соединения (рекомендуемое приложение 3) или по данным испытаний головных образцов.

4.4. Напряжение в шпильке при известном ее полном удлинении  $\Delta l$  вычисляется по формуле

$$\sigma_n^0 = \frac{\Delta l E^0}{\left( l + 1,7 \frac{d^2}{d_n} \right)}. \quad (26)$$

## МЕТОДИКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

1. Исходными данными при проектировании фланцевого соединения являются величины  $[K]$ ,  $\delta_0$  и  $S_2$ .

Кроме того, если ставится задача проектирования фланца, имеющего при заданных конструктивных и технологических ограничениях наименьшие размеры, при предварительном определении размеров можно считать постоянными (заданными) также следующие величины:  $c_3$  (как правило,  $c_3 \approx \frac{1}{2} \delta_0$ ) и  $t/d \approx 1,5 \div 1,7$ .

2. Минимально возможные для заданных условий диаметр шпильки  $d_m$  и ширина фланца  $b_m$  определяются соотношениями:

$$d_m = B\delta_0, \quad b_m = B\delta_0 + 2c_3,$$

где  $B = \frac{4ts_2 [K]}{\pi\sigma_k^{\theta}\delta_0 d}$  — параметр, характеризующий соотношение усилий, раскрывающих и закрывающих разъем.

Фланцевое соединение с размерами  $d_m$  и  $b_m$  будет плотным только при условии прохождения линии действия парового усилия и осевой линии шпильки через центр тяжести сечения фланца, т. е. при

$$m = 0, \quad n = 0, \quad a = \frac{b_m}{2},$$

что возможно лишь при определенной форме поперечного сечения корпуса. Оптимальной формой сечения корпуса, обеспечивающей плотность разъема при наименьшей ширине фланца и одновременно отсутствие изгибных окружных напряжений в стенке, является такая, при которой центры тяжести всех радиальных сечений, включая фланцы, располагаются на одной окружности с центром в плоскости разъема (черт. 1). На черт. 4—6 стандарта пунктиром показаны линии оптимальных соотношений между параметрами сечений (овальностью, разнотолщинностью, эксцентриситетами наружных и внутренних радиусов стенки корпуса), удовлетворяющих этим требованиям.

3. Если овальность корпуса и разнотолщинность стенки или эксцентриситеты наружных и внутренних радиусов по конструктивным или технологическим соображениям заданы заранее, то подлежащие определению размеры  $b$  и  $d$ , обеспечивающие заданный коэффициент запаса плотности, связаны соотношениями:

для фланца без обнизки

$$b = \frac{3}{4} \left[ 2c_3 + \frac{d^2 - 2B\delta_0(a - c_3)}{d - B\delta_0} \right]; \quad (1)$$

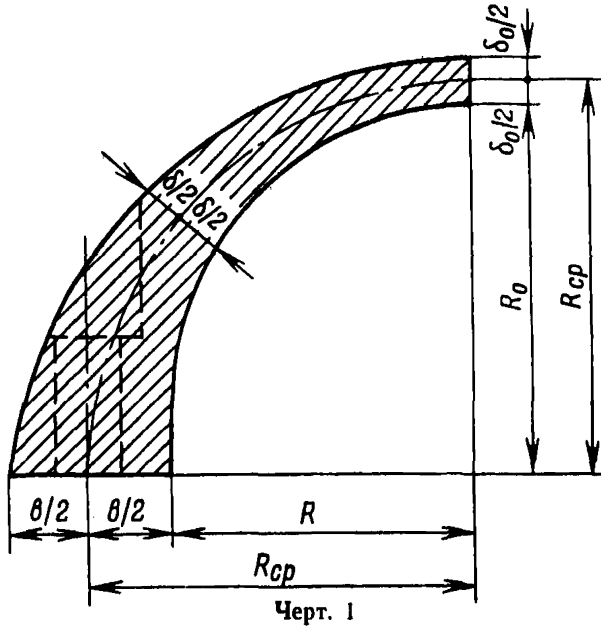
для фланца с обнизкой при  $c_1 = c_2 = c$

$$b = A + \sqrt{A^2 - \frac{2c^2}{3}}, \quad (2)$$

где

$$A = \frac{d^2 + 2dc + 2dc_3 - 2Bc\delta_0 - 2Ba\delta_0}{4(d - B\delta_0)}.$$

Входящее в формулы (1) и (2) значение  $a$  определяется в соответствии с пп. 3.3.2—3.3.5 стандарта, ширина уплотнительного



пояска  $c_1$  принимается в предварительных расчетах равной  $c'd$ , где минимально допустимое значение постоянной определяется из условия смятия пояска:

$$c' = \frac{1,3\pi d\sigma^{\theta}}{8t\sigma_{0,2}} \approx 0,5. \quad (3)$$

4. Формулы (1) и (2) позволяют определить ширину фланца при любом выбранном диаметре шпильки  $d > d_m$ . Минимальная ширина фланца  $b^*$  при заданном коэффициенте запаса плотности и постоянном значении  $a$  достигается при оптимальном положении шпильки относительно середины фланца ( $m = m^*$ ).

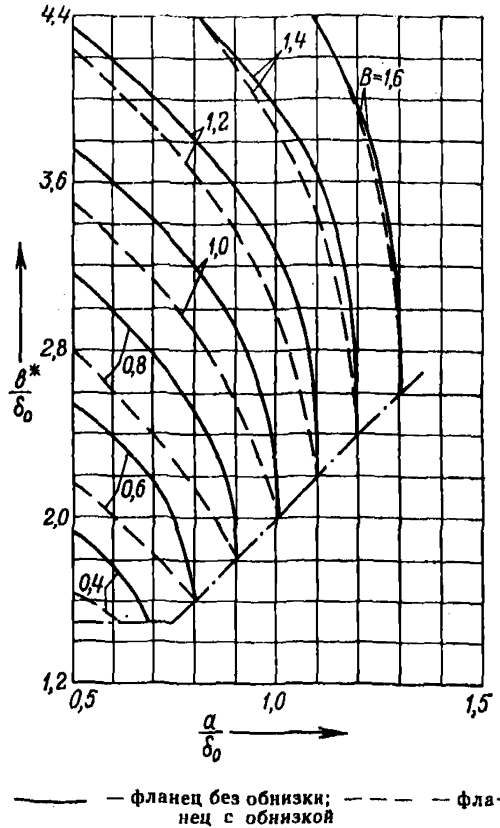
Для фланца без обнизки

$$b^* = \frac{3}{2} \left[ c_3 + B\delta_0 + \sqrt{B^2\delta_0^2 - 2B\delta_0(a - c_3)} \right]; \quad (4)$$

$$m^* = \frac{b^* - 3c_3}{6}, \quad d^* = \frac{2b^* - 3c_3}{3}. \quad (5)$$

Для фланца с обнизкой значение  $b^*$  определяется из уравнения

$$\beta_0 b^{*3} + \beta_1 b^{*2} + \beta_2 b^* + \beta_3 = 0, \quad (6)$$



Черт. 2

где  $\beta_0 = 3 - 6c' + 4c'^2$ ;

$$\beta_1 = 24c_3c' - 24c_3c'^2 - 6c_3 - 6B\delta_0 + 6c'B\delta_0 - 4c'^2B\delta_0;$$

$$\beta_2 = 48c_3^2c'^2 - 24c_3^2c' - 12c_3c'B\delta_0 + 16c_3c'^2B\delta_0 + 6aB\delta_0;$$

$$\beta_3 = -(32c_3^3c'^2 + 16c_3^2c'^2B\delta_0).$$

$$m^* = 0, \quad d^* = b^* - 2c_3. \quad (7)$$

На черт. 2 приведены диаграммы зависимости  $b^* = f(B, a)$ , вычисленной по формулам (4) и (6) при  $c_3 = \delta_0/2$  и  $c' = 0,5$ , позволяющие определить минимальную ширину фланца  $b^*$  при известном размере  $a$ .

5. Размеры  $b^*$  и  $d^*$  не всегда могут оказаться оптимальными. Расчеты по формулам (1) и (2) показывают, что можно существ-

венно уменьшить диаметр шпильки за счет незначительного увеличения ширины фланца. Окончательный выбор размеров  $b$  и  $d$  рекомендуется производить по диаграммам зависимости  $b=f(d)$ , построенным по формулам (1) или (2). В этом случае размер  $m$  определяется по формуле

$$m = \frac{b-d}{2} - c_3. \quad (8)$$

6. При выбранных значениях  $b$ ,  $d$  и  $m$  минимальная ширина внутреннего уплотнительного пояса для фланца с обнизкой вычисляется по формуле

$$c_1 = \frac{1}{2} [b + c'd - \sqrt{(b - c'd)^2 - 8c'dm}]. \quad (9)$$

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

## 1. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ФЛАНЦА

1.1. В расчете приняты следующие исходные данные:

Внутренний горизонтальный радиус корпуса $R$ , см . . . . .	166,5
Внутренний вертикальный радиус корпуса $R_0$ , см . . . . .	168,0
Смещение центра радиуса наружной поверхности стенки $e_1$ , см . . . . .	7,0
Толщина стенки корпуса в вертикальном сечении $\delta_0$ , см . . . . .	10,0
Диаметр гладкой части шпильки $d$ , см . . . . .	11,0
Рабочая длина шпильки $l$ , см . . . . .	108,0
Площадь сечения шпильки $f$ , см <sup>2</sup> . . . . .	80,5
Диаметр гайки $D$ , см . . . . .	16,5
Ширина фланца $b$ , см . . . . .	35,0
Шаг шпилек $t$ , см . . . . .	18,5
Ширина внутреннего пояска $c_1$ , см . . . . .	5,6
Ширина наружного пояска $c_2$ , см . . . . .	8,0
Расстояние от оси шпильки до середины фланца $m$ , см . . . . .	3,0
Рабочая температура шпильки $\theta_2$ , °С . . . . .	234
Давление пара в паровпускном патрубке $p_0$ , МПа . . . . .	5,9
Давление пара в пространстве между цилиндрами $p_1$ , МПа . . . . .	3,0
Площадь паровпускных патрубков внутреннего цилиндра $F_1$ , см <sup>2</sup> . . . . .	6633
Длина опорной лапы внутреннего цилиндра $l_1$ , см . . . . .	18,0
Расстояние между опорными лапами $l_2$ , см . . . . .	100,0
Расстояние от оси паровпуска до лапы $l_3$ , см . . . . .	65,0
Расстояние от точки приложения усилия до внутренней кромки фланца $l_4$ . . . . .	0
Материал шпильки . . . . .	25ХМФ (ЭИ10) ГОСТ 20072—74
Материал фланца . . . . .	15Х1М1ФЛ по ОСТ 108.961.02—79

Форма сечения корпуса соответствует изображенной на черт. 4 стандарта. Турбина предназначена для АЭС.

1.2. Определяем величину максимального раскрывающего усилия, приходящегося на одну шпильку (шпилька № 14 со стороны регулятора).

На черт. 1 показано распределение окружных усилий вдоль меридиана корпуса, полученное путем расчета в соответствии с ОСТ 108.020.132—85. Среднее в зоне шпильки № 14 значение распределенного окружного усилия  $(S_2)_{\text{ср}}$  равно 60 000 Н/см.

Вычисляем дополнительное распределенное усилие  $\Delta S_2$ , учитывающее опорные реакции лап внутреннего цилиндра:

$$\Delta S_2 = \frac{(p_0 - p_1)(l_2 - l_3) F_1}{12l_1l_2} = \frac{(5,9 - 3)(100 - 65) 6633}{12 \cdot 18 \cdot 100} = 3120 \text{ Н/см.}$$

Полное раскрывающее усилие вычисляем по формуле

$$P = ((S_2)_{\text{ср}} + \Delta S_2) t = (60\,000 + 3120) 18,0 = 1,17 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

1.3. Определяем относительные величины овальности и смещения центра наружного радиуса сечения корпуса:

$$\frac{\Delta R}{\delta_0} = \frac{R_0 - R}{\delta_0} = \frac{168 - 166,5}{10} = 0,15;$$

$$\frac{e}{\delta_0} = \frac{7}{10} = 0,70.$$

1.4. Положение равнодействующей раскрывающих усилий находим по диаграмме черт. 4 настоящего стандарта. Значениям параметров  $\frac{\Delta R}{\delta_0} = 0,15$  и  $\frac{e}{\delta_0} = 0,7$  соответствует значение  $\frac{a}{\delta_0} = 0,81$ .

Отсюда

$$a = \left(\frac{a}{\delta_0}\right) \delta_0 = 0,81 \cdot 10 = 8,10 \text{ см.}$$

Дополнительное смещение равнодействующей в сторону оси турбины, вызванное усилием  $\Delta S_2$ , вычисляем по формуле

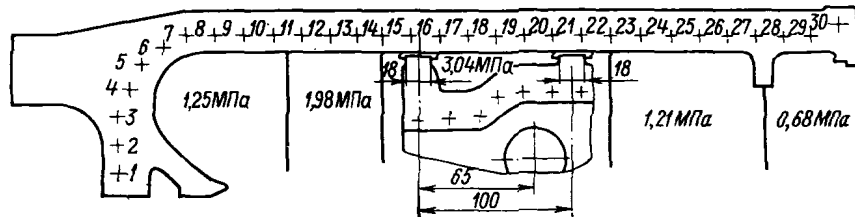
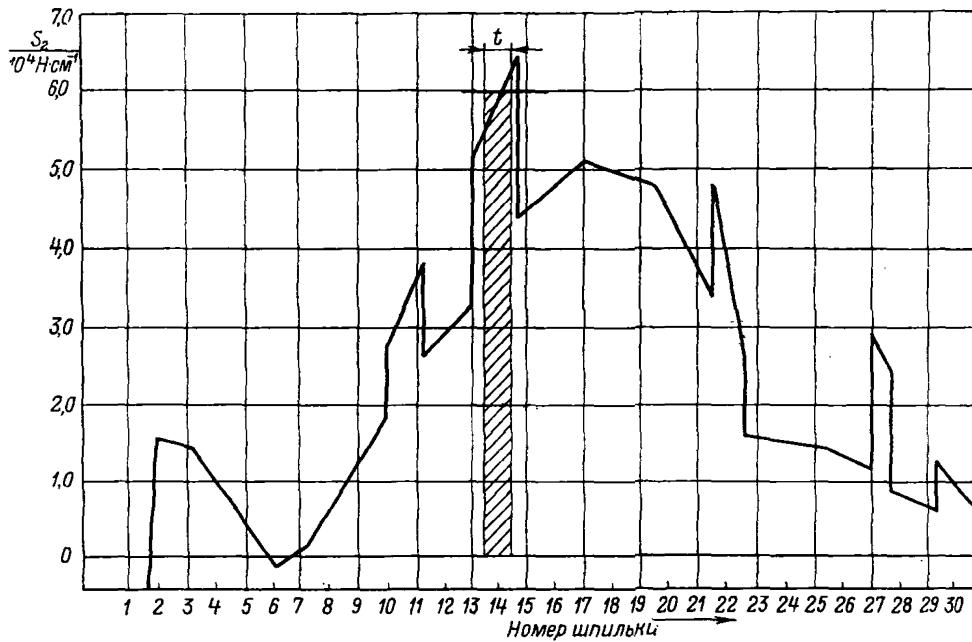
$$\Delta a = \frac{\Delta S_2}{S_2 + \Delta S_2} (a + l_4) = \frac{3120}{63120} (8,1 + 0) = 0,40 \text{ см.}$$

Величину  $n$  определяем по формуле

$$n = \frac{b}{2} - (a - \Delta a) = \frac{35}{2} - (8,1 - 0,40) = 9,80 \text{ см.}$$

1.5. Вычисляем коэффициент затяжки фланцевого соединения:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 + \frac{6(n-m)(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)}{4c_1^3 + 4c_2^3 + 6b^2c_2 - 3bc_1^2 - 9bc_2^2 + 6m(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)} = \\ &= 1 + \frac{6(9,80 - 3,0)(5,6^2 - 8^2 + 2 \cdot 35 \cdot 8)}{4 \cdot 5,6^3 + 4 \cdot 8,0^3 + 6 \cdot 35,0^2 \cdot 8,0 - 3 \cdot 35,0 \cdot 5,6^2 - 9 \cdot 35,0 \cdot 8,0^2 + 6 \cdot 3(5,6^2 - 8,0^2 + 2 \cdot 35 \cdot 8,0)} = 1,45. \end{aligned}$$



Черт. 1



1.6. Определяем минимальное напряжение в шпильке, необходимое для обеспечения плотности:

$$\sigma_{пл} = \frac{P\eta}{f} = \frac{1,17 \cdot 10^6 \cdot 1,45}{80,5} = 21\,000 \text{ Н/см}^2 = 210 \text{ МПа.}$$

1.7. Примем начальное напряжение в шпильке на холодной турбине  $\sigma_n^0$  равным 300 МПа. Модуль упругости  $E^0$  стали 25ХМФ (ЭИ10) при температуре 20 и 234°C равен соответственно  $2,13 \cdot 10^5$  и  $1,96 \cdot 10^5$  МПа (см. ГОСТ 20072—74). Релаксация шпилек при температуре 234°C отсутствует, поэтому  $\gamma = 1,0$ . Напряжение в шпильке при рабочей температуре перед ремонтом турбины вычисляем по формуле

$$\sigma_k^0 = \gamma \sigma_n^0 \frac{E^0}{E^0} = 1 \cdot 300 \frac{1,96 \cdot 10^5}{2,13 \cdot 10^5} = 276 \text{ МПа.}$$

1.8. Коэффициент запаса плотности определяем по формуле

$$K = \frac{\sigma_k^0}{\sigma_{пл}} = \frac{276}{210} = 1,31.$$

Полученное значение  $K$  больше минимально допустимого для турбин АЭС  $[K] = 1,2$ . Условие плотности выполняется.

1.9. Максимальное растягивающее напряжение в шпильке определим из условия, что максимальная разность температур фланца и шпильки составляет 50°C и имеет место в начальный период пуска при  $\theta_1 = 70^\circ\text{C}$  и  $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$ . Коэффициенты линейного расширения материалов фланца  $\alpha_1$  и шпильки  $\alpha_2$  при этих температурах равны соответственно  $12,4 \cdot 10^{-6}$  и  $10,9 \cdot 10^{-6}$ . Отсюда

$$\begin{aligned} \sigma^0 &= \sigma_n^0 + \frac{E(\alpha_1\theta_1 - \alpha_2\theta_2)}{1 + 3\frac{d}{l}} = \\ &= 300 + \frac{2,13 \cdot 10^5 (12,4 \cdot 10^{-6} \cdot 70 - 10,9 \cdot 10^{-6} \cdot 20)}{1 + 3\frac{11}{108}} = 406 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Учитывая, что предел текучести материала шпильки  $\sigma_{0,2}^0$  равен 794 МПа, получим величину допустимого напряжения:

$$[\sigma^0] = 0,65 \cdot \sigma_{0,2}^0 = 0,65 \cdot 794 = 516 \text{ МПа.}$$

Таким образом, условие прочности по отношению к максимальному растягивающему напряжению соблюдено:

$$\sigma^0 < [\sigma^0].$$

1.10. Определим дополнительные напряжения изгиба в шпильке. Примем максимальную величину перпендикулярности опорной поверхности фланца под гайку  $\Delta h$  равной 0,01 см и макси-

мально допустимую разность температур по ширине фланца при пуске  $\theta_{\phi}$  равной  $100^{\circ}\text{C}$ . Максимальные напряжения изгиба вычисляем по формуле

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{и}} &= \frac{2E^{\theta}d}{l\beta} (\varphi_0 + \varphi^{\theta}) = \frac{2E^{\theta}d}{l\left(1 + 10\frac{d}{l}\right)} \left(\frac{\Delta h}{D} + \frac{\alpha_1 l \theta_{\phi}}{b}\right) = \\ &= \frac{2 \cdot 1,96 \cdot 10^5 \cdot 11}{108 \left(1 + 10 \frac{11}{108}\right)} \left(\frac{0,01}{16,5} + \frac{12,4 \cdot 10^{-6} \cdot 108 \cdot 100}{35}\right) = 87 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

1.11. Максимальное суммарное напряжение в шпильках с учетом изгиба определяем по формуле

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma^{\theta} + \sigma_{\text{и}} = 406 + 87 = 493 \text{ МПа.}$$

Максимально допускаемое суммарное напряжение  $[\sigma_{\text{max}}] = 0,75\sigma_{0,2}^{\theta} = 0,75 \cdot 794 = 595 \text{ МПа}$ , т. е. условие прочности выполнено:  $\sigma_{\text{max}} < [\sigma_{\text{max}}]$ .

1.12. Контактное давление на внутреннем уплотнительном пояске определяем по формуле

$$q = \frac{f d^{\theta} (b - c_2 + 2m)}{t c_1 (2b - c_1 - c_2)} = \frac{80,5 \cdot 406 (35 - 8 + 2 \cdot 3)}{18,5 \cdot 5,6 (2 \cdot 35 - 8 - 5,6)} = 185 \text{ МПа.}$$

Предел текучести материала фланца  $\sigma_{0,2}$  при температуре  $20^{\circ}\text{C}$  равен  $350 \text{ МПа}$ . Отсюда допускаемое напряжение смятия  $[q]$  будет равно  $0,75\sigma_{0,2} = 0,75 \cdot 350 = 262 \text{ МПа}$ , т. е.  $q < [q]$ .

## 2. РАСЧЕТ ФЛАНЦА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

2.1. В расчете приняты следующие исходные данные:

Внутренний горизонтальный радиус корпуса $R$ , см . . . . .	95
Толщина стенки в вертикальном сечении (из расчета корпуса) $\delta_0$ , см . . . . .	10
Окружное усилие в корпусе на единицу длины фланца (из расчета корпуса) $S_2$ , Н/см . . . . .	99 000
Температура шпильки $\theta_2$ , $^{\circ}\text{C}$ . . . . .	460
Материал фланца . . . . .	15Х1М1ФЛ по ОСТ 108.961.02—79
Материал шпильки . . . . .	ЭП182 по ГОСТ 20072—74
Требуемый коэффициент запаса плотности $[K]$	1,1

2.2. По справочным данным находим механические свойства материалов фланца и шпильки:

$$E^0 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad E^{\theta} = 1,87 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad \gamma = 1,0; \quad \sigma_{0,2} = 300 \text{ МПа.}$$

2.3. Примем начальное напряжение и относительный шаг шпилек:

$$\sigma_n^0 = 300 \text{ МПа}; \quad \frac{t}{d} = 1,65.$$

Напряжения в шпильке при рабочей температуре к концу межремонтного срока службы определяем по формуле

$$\sigma_k^0 = \sigma_n^0 \gamma \frac{E^0}{E^1} = 300 \cdot 1,0 \frac{1,87 \cdot 10^5}{2,15 \cdot 10^5} = 260 \text{ МПа}.$$

2.4. Вычисляем параметр  $B$ , характеризующий напряженность фланцевого соединения:

$$B = \frac{4tS_2 [K]}{\pi \sigma_k^0 \delta_0 d} = \frac{4 \cdot 1,65 \cdot 99000 \cdot 10^{-2} \cdot 1,1}{3,14 \cdot 26 \cdot 10} = 0,88.$$

2.5. Минимально возможный диаметр шпильки находим по формуле

$$d_m = B\delta_0 = 0,88 \cdot 10 = 8,8 \text{ см}.$$

Примем  $d=9,0$  см и выберем расстояние от внутренней кромки фланца до края отверстия под шпильку:

$$c_3 = 5,0 \text{ см}.$$

Минимально возможную ширину фланца вычисляем по формуле

$$b_m = B\delta_0 + 2c_3 = 0,88 \cdot 10 + 2 \cdot 5,0 = 18,8 \text{ см}.$$

Принимаем  $b=19,0$  см.

2.6. Выбранные размеры фланца и шпильки  $b_m$  и  $d_m$  обеспечивают заданный коэффициент запаса плотности только при определенных значениях величин овальности и разнотолщинности сечения корпуса, при которых  $a = \frac{b}{2}$ . Полагая для определенности, что овальность образуется из-за смещения центра внутренней расточки корпуса относительно разъема, а разнотолщинность — из-за эксцентричности наружной и внутренней поверхности корпуса, находим из диаграммы (см. черт. 5 стандарта), что значению  $\frac{a}{\delta_0} = \frac{b}{2\delta_0} = \frac{19}{2 \cdot 10} = 0,95$  на линии оптимальных соотношений соответствуют параметры

$$\frac{e}{\delta_0} = 0,40 \text{ и } \frac{e_1}{\delta_0} = 0,80.$$

2.7. Определяем основные размеры фланцевого соединения:

$$e = \left( \frac{e}{\delta_0} \right), \quad \delta_0 = 0,4 \cdot 10 = 4,0 \text{ см};$$

$$e_1 = \left( \frac{e_1}{\delta_0} \right), \quad \delta_0 = 0,8 \cdot 10 = 8,0 \text{ см};$$

$$R_1 = e_1 + e + \delta_0 + R = 8 + 4 + 10 + 95 = 117 \text{ см};$$

$$t = \left( \frac{t}{d} \right), \quad d = 1,65 \cdot 9 \approx 15 \text{ см};$$

$$m = 0;$$

$$c_1 = c_2 = 0,5 [b + c' d - \sqrt{(b - c' d)^2 - 8 c' d m}].$$

Задаваясь максимальным напряжением в шпильке  $\sigma^0 = 400$  МПа, получим

$$c' = \frac{1,3\pi\sigma^0 d}{8\sigma_{0,2} t} = \frac{1,3\pi \cdot 400}{8 \cdot 300 \cdot 1,65} = 0,41.$$

Тогда

$$c_1 = c_2 = 0,5 [19 + 0,41 \cdot 9 - \sqrt{(19 - 0,41 \cdot 9)^2 - 8 \cdot 0,41 \cdot 9 \cdot 0}] = 3,7 \text{ см}.$$

Принимаем  $c_1 = c_2 = 4,0$  см.

2.8. Предположим, что по конструктивным или технологическим причинам оптимальные значения овальности и разнотолщинности, т. е. величины  $e$  и  $e_1$  (см. п. 2.6) не могут быть реализованы. Определим минимальные размеры фланцевого соединения, обеспечивающие заданный запас плотности при других значениях  $e$  и  $e_1$ . Пусть, например, принято  $e = 0$  и  $e_1 = 2$  см. Из диаграммы (см. черт. 5 стандарта) по этим значениям найдем  $a/\delta_0 = 0,54$ .

2.9. Примем величину  $c_3 = \frac{\delta_0}{2} = \frac{10}{2} = 5$  см и из уравнения (2) приложения 1 или диаграммы (см. черт. 2 приложения 1) по значениям  $B = 0,88$  и  $a/\delta_0 = 0,54$  получим минимальную для данных условий ширину фланца с обнизкой:

$$\frac{b^*}{\delta_0} = 3,04 \text{ и } b^* = \left( \frac{b^*}{\delta_0} \right), \quad \delta_0 = 3,04 \cdot 10 = 30,4 \text{ см}.$$

Тогда  $m^* = 0$ ,  $d^* = b^* - 2c_3 = 30,4 - 2 \cdot 5 = 20,4$  см.

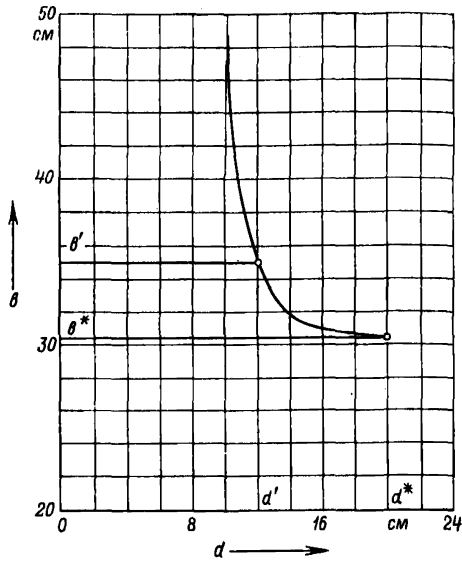
2.10. Оценим возможности уменьшения диаметра шпильки за счет увеличения ширины фланца, для чего построим диаграмму зависимости величины  $b$  от  $d$  (черт. 2), воспользовавшись формулой (2) приложения 1.

По диаграмме окончательно выбираем:  $d' = 12,0$  см и  $b' = 350$  см.

2.11. Найдем остальные размеры фланца:

$$R_1 = e_1 + e + \delta_0 + R = 2 + 0 + 10 + 95 = 107,0 \text{ см};$$

$$t = \left(\frac{t}{d}\right), \quad d = 1,65 \cdot 12 \approx 20,0 \text{ см};$$



Черт. 2

$$m = \frac{b-d}{2} - c_3 = \frac{35-12}{2} - 5 = 6,5 \text{ см};$$

$$c_1 = c_2 = 0,5 \left[ b + c'd - \sqrt{(b - c'd)^2 - 8c'dm} \right] = \\ = 0,5 \left[ 35 + 0,41 \cdot 12 - \sqrt{(35 - 0,41 \cdot 12)^2 - 8 \cdot 0,41 \cdot 12 \cdot 6,5} \right] = 7,2 \text{ см}.$$

2.12. После предварительного определения основных размеров фланцевого соединения производится окончательный поверочный расчет в соответствии с разделом 3 стандарта.

## РАСЧЕТ УПРУГОЙ ПОДАТЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

В формулы, связывающие углы поворота гайки с напряжениями в шпильке, а также температурные напряжения в шпильке с разностью температур фланца и шпильки, входит коэффициент  $\beta$ , учитывающий упругую податливость промежуточных деталей фланцевого соединения при растяжении шпильки. Общее выражение для коэффициента  $\beta$  имеет вид

$$\beta = \frac{\lambda_{шп} + \lambda'_p + \lambda''_p + \lambda_{фл} + \lambda_{вт}}{\lambda_{шп}}, \quad (1)$$

где  $\lambda_{шп}$ ,  $\lambda'_p$ ,  $\lambda''_p$ ,  $\lambda_{фл}$ ,  $\lambda_{вт}$  — коэффициенты упругой податливости при растяжении — сжатии соответственно рабочей части шпильки, верхнего и нижнего резьбовых соединений, фланца и втулки, см/Н.

Коэффициенты упругой податливости вычисляются по следующим формулам.

Для рабочей части шпильки

$$\lambda_{шп} = \frac{4l}{E^0 \pi d^2}. \quad (2)$$

Для втулки

$$\lambda_{вт} = \frac{4l_{вт}}{E_{вт} \pi (d_{вт}^2 - d^2)}, \quad (3)$$

где  $l_{вт}$  — длина втулки, см;  $d_{вт}$  — наружный диаметр втулки, см.

Для резьбового соединения шпильки с гайкой:

для колпачковых гаек ( $H/d_H = 0,9 \div 1,1$ ;  $D/d_H = 1,5 \div 1,7$ )

$$\lambda'_p = \frac{2,9}{E^0 d_H}, \quad (4)$$

для нормальных гаек ( $H/d_H = 0,8$ ;  $D/d_H = 1,8$ )

$$\lambda'_p = \frac{3,3}{E^0 d_H}. \quad (5)$$

Для резьбового соединения шпильки с корпусом

$$\lambda''_p = \frac{2,5}{E^0 d_H}. \quad (6)$$

Для фланца

$$\lambda_{фл} \approx \frac{0,8l}{E_{фл} h} \left[ \frac{1}{d_1} \ln \frac{(D + d_1)(d_2 - d_1)}{(D - d_1)(d_2 + d_1)} + \frac{1}{d_2} \ln \frac{(d_2 + d_3)(d_2 - d_1)}{(d_2 - d_3)(d_2 + d_1)} + \right. \\ \left. + \frac{2(0,8h - d_2 - d_3 + D + d_1)}{(d_2 + d_1)(d_2 - d_1)} \right] + \frac{c_5^3 + 3c_5 h^2}{2E_{фл} h^3}, \quad (7)$$

где

$$d_2 = \sqrt{1,27tb}, \quad c_3 = b - c_1 - c_2;$$

$$d_3 = \begin{cases} \sqrt{1,27tc_5} & \text{при } \sqrt{1,27tc_5} \geq d_1; \\ d_1 & \text{при } \sqrt{1,27tc_5} < d_1. \end{cases}$$

Для фланца без обнизки принимают  $c_5 = 0$ . Здесь  $E^0$ ,  $E_{вт}$ ,  $E_{фл}$  — соответственно модули упругости материала шпильки, втулки и фланца, Н/см<sup>2</sup>.

**ПЕРЕЧЕНЬ ДОКУМЕНТОВ,  
НА КОТОРЫЕ ДАНЫ ССЫЛКИ В ТЕКСТЕ ОСТ 108.021.110—84**

Обозначение документа	Наименование документа	Номер пункта стандарта
ГОСТ 20072—74	Сталь теплоустойчивая	1.1; 1.7; 2.1 приложения 2
ОСТ 108.020.132—85	Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов	3.2.2; 1.2 приложения 2
ОСТ 108.961.02—79	Отливки углеродистых и легированных сталей для деталей паровых стационарных турбин с гарантированными характеристиками прочности при высоких температурах. Технические условия	1.1; 2.1 приложения 2



**СОДЕРЖАНИЕ**

1. Условные обозначения . . . . .	1
2. Основные требования . . . . .	3
3. Поверочный расчет фланцевого соединения . . . . .	6
4. Контроль напряжений начальной затяжки шпилек . . . . .	14
Приложение 1. Методика предварительного определения разме- ров фланцевого соединения . . . . .	16
Приложение 2. Примеры расчета . . . . .	20
1. Поверочный расчет фланца . . . . .	20
2. Расчет фланца при проектировании . . . . .	24
Приложение 3. Расчет упругой податливости деталей фланцевого соединения . . . . .	28

## ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ ОСТ 108.021.110—84

Изм.	Номера листов (страниц)				Номер документа	Подпись	Дата	Срок введения изменения
	измененных	замененных	новых	аннулированных				

Редактор *Н. М. Суханова*Технический редактор *А. Н. Крупенева*Корректор *Л. А. Подрезова*Сдано в набор 16.05.85. Подписано к печ. 14.01.86. Формат бум. 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.

Объем 2,0 печ. л.

Тираж 500.

Заказ 473.

Цена 40 коп.