

А. А. ВОЛОШИН
Г. Т. ГРИГОРЬЕВ

РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ФЛАНЦЕВЫХ
СОЕДИНЕНИЙ

СПРАВОЧНИК

**А. А. ВОЛОШИН
Г. Т. ГРИГОРЬЕВ**

**РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ФЛАНЦЕВЫХ
СОЕДИНЕНИЙ**

СПРАВОЧНИК

**ВТОРОЕ ИЗДАНИЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ**



**Ленинград
«Машиностроение»
Ленинградское отделение
1979**

ББК 34.441я2

В68

УДК 621.643.412.001.24(031)

В68 **Волошин А. А., Григорьев Г.Т.** Расчет и кон-
струирование фланцевых соединений: Справоч-
ник.— 2-е изд., перераб. и доп.— Л.: Машино-
строение. Ленингр. отд-ние, 1979.— 125 с., ил.
45 к.

Справочник содержит материалы по фланцевым соединениям: круглым, прямоугольным, с откидными болтами, а также бугельным и штуцерным соединениям труб. Изложена методика расчета фланцевых соединений трубопроводов, сосудов и аппаратов на любые давления и температуры рабочей среды. Приведены расчеты на прочность фланцев труб, сосудов и аппаратов, частей бугельных и штуцерных соединений, болтов и расчеты на плотность фланцевых, бугельных и штуцерных соединений.

Второе издание (1-е изд. 1972 г.) дополнено материалами для расчета более прогрессивных, чем фланцевые соединения, разъемных прочно-плотных соединений труб, а также особенностями конструирования фланцевых соединений сосудов и аппаратов для химической промышленности.

Справочник предназначен для ИТР, занимающихся конструированием и расчетом фланцевых соединений трубопроводов, сосудов, и аппаратов.

В $\frac{31302-782}{038(01)-79}$ 6—80. 2702000000

ББК 34.441я2
6П5.2

© Издательство «Машиностроение», 1979 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее издание справочника отвечает как более широкому кругу задач, возникающих у конструкторов, так и требованию доходчивости до читателя. Дело в том, что изложенный ниже метод расчета фланцев, результаты расчета по которому практически точно совпадают с многочисленными опытными данными отечественных и зарубежных исследователей для фланцев с $D_{в. ф}$ от 29,9 мм до 980 мм, неотделим от учета внешних нагрузок, передающихся на фланцевые соединения, от конструктивных особенностей и от жесткости фланцев. Так, например, часть нагрузки болтов фланцевого соединения, расходуемая на восприятие основной внешней нагрузки — момента M , может в несколько раз превосходить часть нагрузки болтов, расходуемую на восприятие давления рабочей среды P . Далее, обычно принимаемый постоянным запас прочности во втулке цельного фланца, названный ниже конструктивным запасом, изменяется в несколько раз в зависимости от назначения фланцевого соединения и его диаметра D_y . В справочнике все эти задачи получили решение.

При неточном методе расчета фланцев, недостаточном учете всех указанных выше факторов нельзя создать надежное, наименее металлоемкое фланцевое соединение.

В главе о расчете фланцев сосудов особое внимание обращено на совершенствование конструкции и расчет разъемных соединений эмалированных сосудов. Соответствующий параграф написан по материалам и при участии И. Г. Шермана и Л. А. Ярошевской.

Авторы выражают благодарность Б. В. Протопопову за оказанную им научную помощь при подготовке рукописи настоящей книги.

Книга написана в системе МКГСС. Для перевода в систему СИ пользуются следующими соотношениями: $1 \text{ кгс} \approx 9,81 \text{ Н}$; $1 \text{ кгс} \cdot \text{см} \approx 0,0981 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $1 \text{ кгс/см}^2 \approx 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Просим читателей высказать свои пожелания и направить их по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, изд-во «Машиностроение».

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И ТЕРМИНОЛОГИЯ

- $D_{н. ф}$ — наружный диаметр кольца фланца; в расчете учитывается уменьшенным соответственно снижению его жесткости отверстиями для болтов, см;
- $D'_{н. ф}$ — номинальный наружный диаметр кольца фланца с отверстиями или прорезями для болтов, см;
- $D_{в. ф}$ — внутренний диаметр цельного фланца и наконечника свободного фланца, см;
- D_T — наибольший диаметр основания конической втулки фланца, см;
- $D_{ср} = D_{в. ф} + s_{пр}$ — диаметр срединной поверхности втулки фланца с толщиной стенки $s_{пр}$, см;
- D_1 — диаметр окружности расположения центров отверстий для болтов, см;
- D_2 — средний диаметр контактной площади прокладки, см;
- $D_{2э} = D_{н. о} - t_э$ — средний диаметр эффективной площади прокладки, см;
- $D_{н. о}$ — наружный диаметр контактной и эффективной площади прокладки, см;
- $D_{в. э} = D_{н. о} - 2t_э$ — внутренний диаметр эффективной площади прокладки, см;
- $D_{в. о} \geq D_{в. э}$ — внутренний диаметр прокладки, см;
- $D_3 = 0,5 (D_{2э} + D_{в. ф})$ — диаметр условной окружности, см;
- $D_4 = D_{в. ф} + s$ — диаметр условной окружности, см;
- D_H — наружный диаметр трубы (обечайки), см;
- D_B — внутренний диаметр трубы (обечайки), см;
- $D_{ср. п} = 2r_{ср. п}$ — средний диаметр, средний радиус перемычки бугеля, см;
- D_G — диаметр окружности, описанной около гайки, см;
- d_o — диаметр отверстия для болтов, см;
- d — наружный диаметр резьбы, см;
- d_1 — внутренний диаметр резьбы, см;
- d_6 — наружный диаметр стержня болта, см;
- d_H — наружный диаметр трубы, мм;
- r — средний радиус поперечного сечения трубы обечайки, корпуса накидной гайки, см;

- r_q — радиус контактной окружности между наконечником и бугелем, см;
 b — толщина на внутреннем крае кольца фланца, см;
 b_p — расчетная толщина кольца, определенная с учетом выступов, пазов и т. д., см;
 b' — толщина кольца фланца в месте прокладки, см;
 b_0 — исходная толщина прокладки, см;
 b_1 — толщина кольца фланца в месте отверстий для болтов, см;
 s_n — толщина стенки в основании конической втулки (без учета галтели), см;
 s — толщина стенки в вершине конической втулки; толщина стенки трубы или обечайки, см;
 $s_{эkv}$ — эквивалентная толщина стенки конической втулки, см;
 $s_{пр}$ — приведенная толщина стенки конической втулки фланца, см;
 $s_{п}$ — толщина перемычки бугеля, см;
 t_0 — ширина контактной площади прокладки (начальная), см;
 $t_э = (D_{но} - D_{в.э})/2$ — эффективная ширина прокладки, т. е. назначаемая с учетом неравномерности распределения давления по радиальному сечению прокладки, см;
 $l_{пр}$ — приведенная длина болта, см;
 w — прогиб кольца фланца по оси болта, см;
 $f_б$ — площадь расчетного поперечного сечения болта, см²;
 $F_1 = z f_б$ — площадь поперечного сечения эквивалентного цилиндра, см²;
 z — число болтов;
 F_0 — контактная площадь одной стороны прокладки, см²;
 $F_э$ — эффективная площадь одной стороны прокладки, см²;
 Q — расчетная нагрузка болтов, кгс;
 $Q_{пр}$ — приведенная нагрузка болтов, кгс;
 Q' — расчетная нагрузка, приходящаяся на один болт, кгс;
 $Q_{обж}$ — нагрузка болтов, необходимая для обжатия прокладки, кгс;
 $Q_{упл}$ — часть нагрузки болтов, необходимая для уплотнения затвора, кгс;
 Q_m — часть нагрузки болтов, расходуемая на создание внутренних сил, уравновешивающих внешний момент, кгс;
 $Q_б$ — нагрузка щеки бугеля, кгс;
 Q'_m — часть нагрузки $Q_э$, расходуемая на создание внутренних сил, уравновешивающих внешний изгибающий момент, кгс;

Q_0 — поперечная сила в основании втулки, приходящаяся на единицу длины края втулки, кгс;

$P_1 = \frac{\pi D_{в.}^2 \phi}{4} p$ — сила давления рабочей среды на площадь, ограниченную внутренним диаметром фланца, кгс;

$P = \frac{\pi D_{2з}^2}{4} p$ — сила давления рабочей среды на площадь, ограниченную средним диаметром эффективной площади прокладки, кгс;

$P_3 = P - P_1$ — сила давления рабочей среды на кольцевую площадь между окружностями с диаметрами $D_{2з}$ и $D_{в.}$, кгс;

R — реакция прокладки, кгс;

M — внешний изгибающий момент, действующий на соединении, кгс·см;

$M_{пред}$ — изгибающий момент, действующий на соединении, соответствующий образованию на трубе шарнира текучести, кгс·см;

M_{max} — наибольший внешний изгибающий момент, передающийся на соединение при данной нагрузке болтов, кгс·см;

T — внешний крутящий момент, передающийся на соединение, кгс·см;

p — давление рабочей среды, кгс/см²;

q — давление, необходимое для уплотнения затвора, кгс/см²;

q_0 — давление обжатия прокладки, кгс/см²;

Δq_{max} — наибольшее давление, которое можно снять с прокладки без нарушения плотности затвора, кгс/см²;

q_s, q_{0s} — давления, аналогичные соответственно q, q_0 в секторе прокладки, стягиваемом 1 см дуги окружности диаметром D_2 , кгс/см;

σ_1 — продольное напряжение в стенке трубы от внутреннего давления, кгс/см²;

σ_2 — кольцевое напряжение в стенке трубы от внутреннего давления, кгс/см²;

$\sigma_{изг}$ — изгибное напряжение в основании втулки фланца, кгс/см²;

σ_k — наибольшее кольцевое напряжение в кольце фланца, кгс/см²;

σ_r — наибольшее радиальное напряжение в кольце фланца, кгс/см²;

σ_b — напряжение растяжения в болте, кгс/см²;

τ — напряжение кручения, кгс/см²;

σ_T — предел текучести материала, кгс/см²;

σ_B — предел прочности материала, кгс/см²;

n_k — запас прочности относительно предела текучести по кольцевому напряжению в кольце фланца;

- $n_{\text{вт}}$ — запас прочности относительно предела текучести по изгибному напряжению в осевом направлении втулки;
- $E_{\text{ф}}, E_0, E_1$ — модуль продольной упругости соответственно материала фланца, прокладки (при сжатии) и материала болта, кгс/см²;
- D — цилиндрическая жесткость, кгс·см;
- $D' = b_p^3/10,92$ — цилиндрическая жесткость при $\nu = 0,3$, деленная на $E_{\text{ф}}$, см³;
- C, F, K, L — коэффициенты, характеризующие упругие свойства фланца;
- $\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2$ — коэффициенты податливости соответственно прокладки, болтов, фланцев, см/кгс;
- λ — упругая постоянная фланцевого соединения;
- i — уклон конической части втулки;
- t — температура, °С;
- ν — коэффициент Пуассона.

Плотность фланцевого, бугельного или штуцерного соединения — способность данного соединения сохранять при различных эксплуатационных условиях нагружения различную герметичность, не оговариваемую и оцениваемую по удовлетворительным условиям эксплуатации установки, в составе которой находится аппарат или трубопровод с данным соединением.

Герметичность (неполная) фланцевого, бугельного или штуцерного соединения — способность затвора данного соединения допускать протечку рабочей среды, не превышающую заранее оговоренной величины. Величина протечки контролируется масс-спектрометром или оценивается расчетом [19], [47].

Цельный фланец — фланец, состоящий из кольца и втулки, как правило, конической, неразъемно соединенных между собой.

Свободный фланец — фланец, кольцо которого накинута на бурт наконечника, приварное кольцо или на отбуртовку обечайки.

Прочные размеры фланца — размеры, при которых фланец удовлетворяет условиям прочности, а соединение из таких фланцев — условиям герметичности.

Обойма — расчетная модель бугеля, представляющая неразрывное кольцо с радиальным сечением бугеля.

Штуцер, ниппель — соединяемые части штуцерного соединения, первая с резьбой, вторая без резьбы.

Накидная гайка — соединяющая часть штуцерного соединения.

1. ЗАДАЧА РАСЧЕТА ФЛАНЦЕВЫХ И ДРУГИХ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Фланцевые соединения являются прочно-плотными разъемными соединениями сосудов, арматуры, соединительных частей и трубопроводов.

Несмотря на стандартизацию фланцев, окончательный выбор части размеров фланцев и фланцевых соединений все еще остается за конструктором. В ряде случаев возникает необходимость в конструировании фланцев, не предусмотренных стандартами. Так появляется задача конструирования и расчета фланцев и фланцевых соединений.

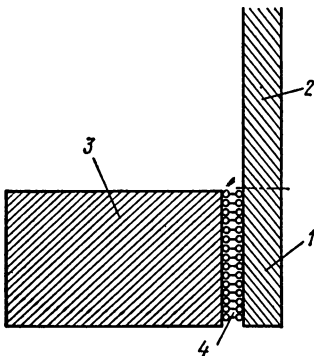


Рис. 1. Расчетная модель сопряжения втулки цельного фланца с кольцом

Конструирование фланцев может сводиться к назначению их прочных размеров без подробного расчета, во многом основываясь на теории подобия.

Основное содержание задачи расчета фланцев следующее. Цельный фланец состоит из кольца, которое может рассматриваться как тонкая кольцевая пластинка, и втулки, также рассматриваемой как тонкостенная цилиндрическая оболочка, в общем случае, с переменной толщиной стенки. Опираясь на теорию упругости и экспериментальную проверку, излагаемая методика пользуется расчетной моделью (рис. 1) сопряжения втулки 1, 2 и кольца 3 с помощью упругих связей 4, существенно уточняющей расчет напряжений.

Втулки фланцев часто делают коническими, хорошо гасящими краевую деформацию и удобными конструктивно. Методика для удобства расчетных операций предусматривает замену конической втулки эквивалентной по упругим свойствам втулкой 2 с постоянной толщиной стенки (рис. 1).

Практическое значение, особенно для фланцев низкого давления, имеет задача о выборе шага болтов, поскольку прогиб w колец фланцев между болтами (рис. 2, а) может нарушить плотность соединения. В методике эта задача решена на основе рассмотрения деформации дискретно нагруженных пластин.

Температурные напряжения во фланцевых соединениях криогенной техники могут вызвать частичное раскрытие фланцев

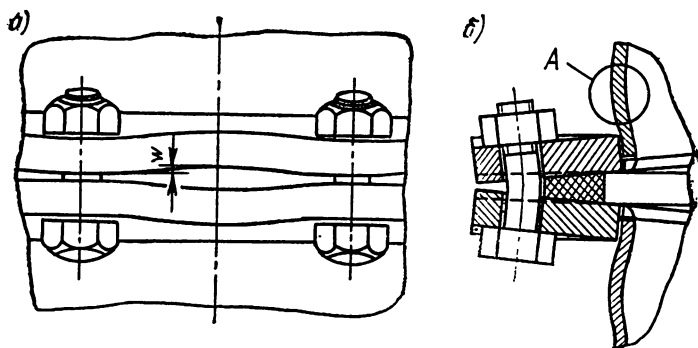


Рис. 2. Деформация фланцевого соединения: а—прогиб колец фланцев между болтами; б—область пластической деформации втулки фланца низкого давления

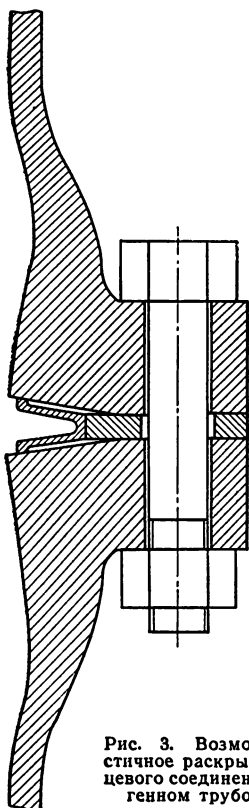


Рис. 3. Возможное частичное раскрытие фланцевого соединения в криогенном трубопроводе

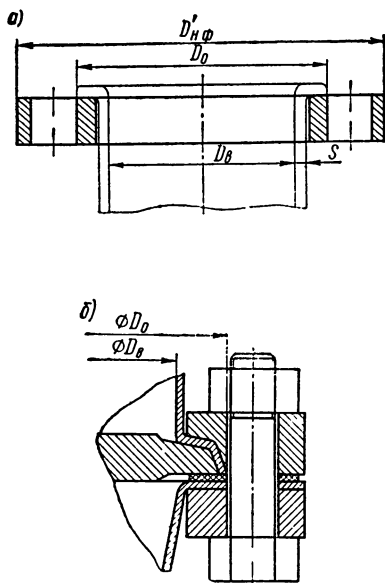


Рис. 4. Свободный фланец на обечайке отбортованной: а—под прямым углом, б—фигурной

(рис. 3) и изменение натяжения болтов. В методике приведена оценка упомянутых эффектов по известным температурам частей соединения.

Фланцы малых давлений и температур невозможно создать, не допустив пластическую деформацию в основании втулки (рис. 2, б, область А). Эта успешно решенная практикой задача получила в методике объяснение и количественную оценку.

Нагрузка болтов, по которой определяют прочные размеры фланца, расходуется на восприятие приложенных к соединению внешних нагрузок. Эта актуальная задача, в особенности по учету внешнего изгибающего момента, часто являющегося главной внешней нагрузкой, решена методами сопротивления материалов.

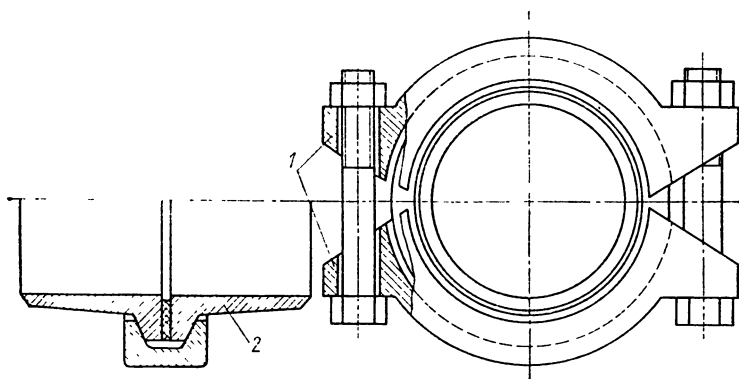


Рис. 5. Бугельное соединение:
1—бугель; 2—наконечник

Основываясь на решениях технологии обработки металлов давлением, методика дает способ расчета силы вытяжки отбортованной трубы из фланца (рис. 4), позволяя тем самым рассчитать надежный фланец данной конструкции.

Выводы науки о неметаллических материалах послужили основанием раздела о прокладках и их уплотняющих свойствах.

Такова многообразная задача о расчете фланцев и фланцевых соединений, рассматриваемая в статической постановке.

К ней примыкает задача о расчете бугельных соединений (рис. 5), имеющая, однако, свои допущения.

К штуцерным соединениям, применяемым в трубопроводах двигателей, предъявляется требование вибростойкости. Это требование удовлетворено путем выполнения опытно-конструкторских исследований. Штуцерные соединения, как правило, диаметром более 20 мм, применяются в трубопроводах, отвечающих статическому режиму работы. В методике, для таких штуцерных соединений, раскрыта их особенность как статически неопределимых систем.

2. КОНСТРУКЦИЯ ФЛАНЦЕВЫХ И ДРУГИХ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Фланцевые соединения можно отнести к одной из двух групп: первой, характеризуемой передачей всей нагрузки болтов на прокладку; второй, где нагрузка болтов распределяется между прокладкой и опорным или ограничительным кольцом. Соединения второй группы применяются либо с упругими прокладками (рис. 3 и рис. 6), нуждающимися в регламентированном сжатии, либо с целью разгрузки болтов от изгибных напряжений, что требуется

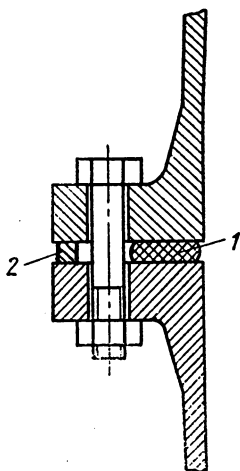


Рис. 6. Фланцевое соединение с упругой прокладкой 1 и ограничительным кольцом 2

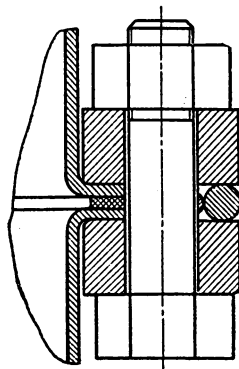


Рис. 7. Соединение со свободными фланцами и опорным кольцом, не испытывающими изгиба

при частых разборках соединений, либо, наконец, для исключения изгиба кольца свободного фланца с целью его упрочнения (рис. 7).

По характеру сопряжения кольца с трубой или обечайкой фланцы разделяются также на две группы: цельные и свободные.

Цельные фланцы (рис. 3) изготавливаются самостоятельно или совместно с корпусом сосуда, арматуры. К цельным примыкают стальные плоские приварные фланцы (рис. 2, б). Приварная втулка в виде утолщения стенки обечайки сосуда (рис. 8) позволяет применять плоские приварные фланцы на давление проводимой среды 40 кгс/см² вместо 25 кгс/см² согласно ГОСТ 1255—67 [16]. Меньший вес по сравнению с плоскими приварными фланцами имеют штампованные со сфероидальными уплотнительными поверхностями фланцы (рис. 9).

Цельные фланцы применяются при любых параметрах рабочей среды и условиях нагружения.

Применение свободных фланцев (рис. 10, а) ввиду их меньшей прочности по сравнению с цельными фланцами ограничено по диаметрам и параметрам рабочей среды [40]. Фланцы (рис. 10, б) применяют при высоких давлениях проводимой среды (см. п. 25).

Простота изготовления способствовала широкому применению свободных фланцевых соединений со стальными кольцами на отбортовке в медных сосудах низкого давления диаметром до 2000 мм (рис. 11).

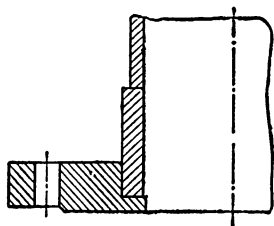


Рис. 8. Фланец с приварной втулкой

Различают фланцы по форме кольца (круглые, квадратные, прямоугольные, овальные); по типу крепления к трубе [40]; по материалу — стальные, чугунные, из алюминия и т. д.; по способу изготовления — кованные, литые; по применению — фланцевые соединения трубопроводов, сосудов и некоторые другие.

Иногда применяют фланцы конструктивно отличные от стандартных [40]. Исследование напряженного состояния таких фланцев указывает на существенное увеличение напряжений в них [44]. Расчетная оценка возможна, если удастся привести по конструкции рассматриваемый фланец к стандартному.

В сосудах применяются фланцевые соединения с зажимами (рис. 12), фиксирующими прямую ось болта, для низких и сред-

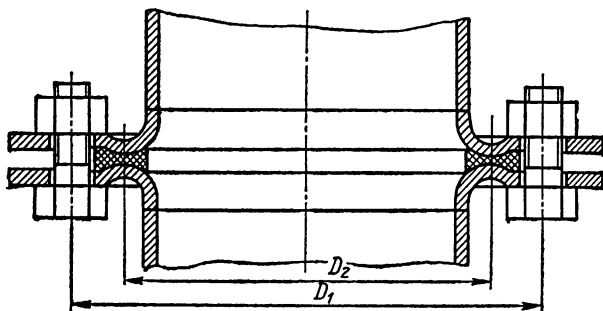


Рис. 9. Соединение из штампованных фланцев [10]

них давлений. Вес таких соединений на 40—60% меньше, чем равных по P_y , D_y фланцевых соединений [40]. Зажимы и их размеры стандартизированы. Выбор шага зажимов (см. п. 9). Конструирование и оценочный расчет фланцевых соединений с зажимами см. статью [26].

Бугельные соединения (рис. 5) применяют в трубопроводах диаметром от 25 до 500 мм от глубокого вакуума до повышенных давлений. При высоких давлениях (200 кгс/см²) бугельные соединения применяются ограниченно ввиду их большой массы по

сравнению с фланцевыми соединениями [43]. Трение между наколочником и бугелем вносит неопределенность в распределение давления по прокладке, заставляя увеличивать нагрузку болтов.

Бугельное соединение с охватывающей металлической лентой (рис. 13) применяют при низких давлениях. Применяют их и в неметаллических трубопроводах (рис. 14).

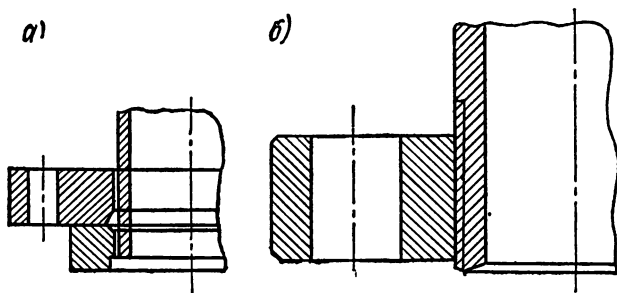


Рис. 10. Свободные фланцы: а — на приварном кольце; б — на резьбе

Штуцерные соединения, ввиду их применения в трубопроводах машин и двигателей различного назначения, должны удовлетворять требованиям вибростойкости [35]. Эти требования удовлетворяются, если усталостное разрушение наблюдается не в штуцерном соединении, а близ него, на трубе.

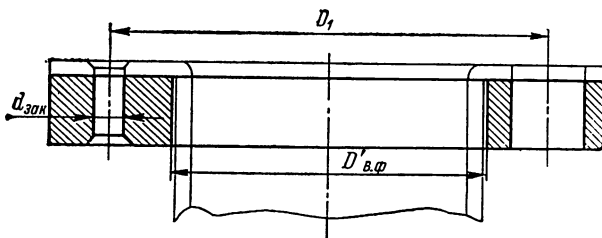


Рис. 11. Свободный фланец на отбортовке медной обечайки

Штуцерное соединение с уплотнением по наружному конусу штуцера (рис. 15) применяется в трубопроводах с $d_n = 4 \div 20$ мм, см. ГОСТ 13954—74.

Штуцерное соединение с ниппелем в виде полой сферы (рис. 16) применяется в трубопроводах с $d_n = 22 \div 35$ мм, отличается монтажными преимуществами [35]. Соединение нормализовано в ряде отраслей промышленности.

Штуцерное соединение с отбортовкой труб и медной прокладкой (рис. 17), с беззазорной посадкой ниппеля на трубу, обладает повышенной вибростойкостью. Стандартизировано в авиационной промышленности [35].

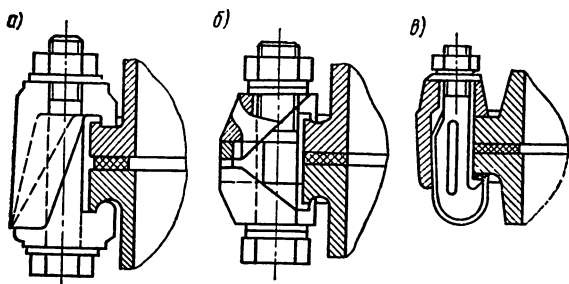


Рис. 12. Зажимы фланцевых соединений: а — конструкции НИИхиммаш; б — применяемые в ГДР; в — в Японии [16]

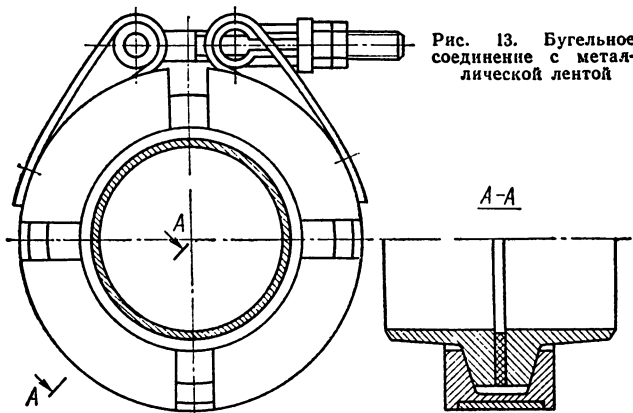


Рис. 13. Бугельное соединение с металлической лентой

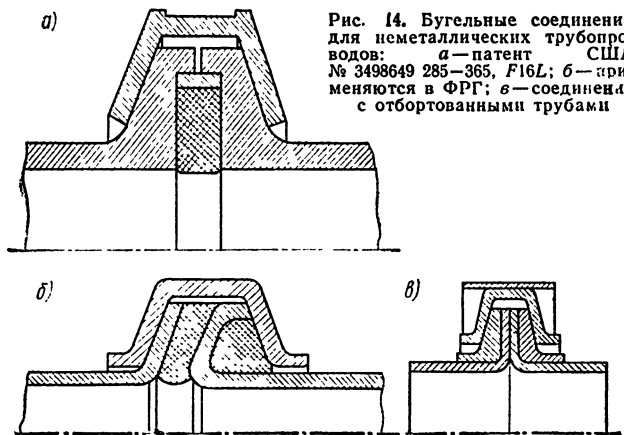


Рис. 14. Бугельные соединения для неметаллических трубопроводов: а — патент США № 3498649 285—365, F16L; б — применяются в ФРГ; в — соединяет с отбортованными трубами

Штуцерное соединение с плоскими уплотнительными поверхностями (рис. 18), где конструкция накидной гайки показана для случая ее изготовления из титанового сплава, чувствительного к концентрации напряжений, применяется в трубопроводах с $a_n = 6 \div 50$ мм.

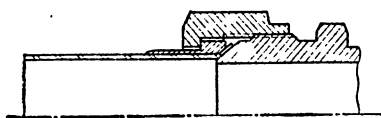


Рис. 15. Штуцерное соединение с уплотнением по наружному конусу

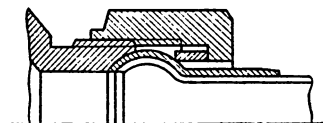


Рис. 16. Штуцерное соединение со сферическим nippleм

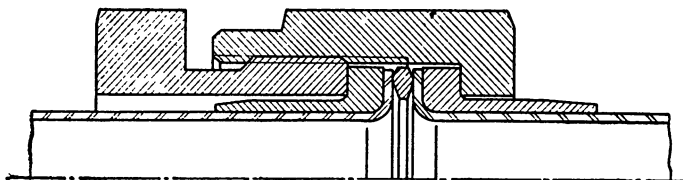


Рис. 17. Штуцерное соединение с отбортовкой труб

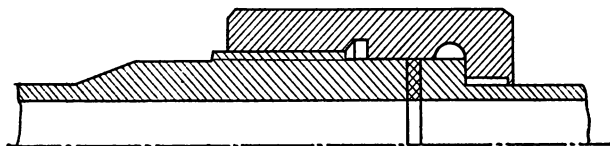


Рис. 18. Штуцерное соединение из титанового сплава.

Разработано оптимальное паяное соединение штуцера с трубой [35]. Оптическим методом исследованы напряжения в замковых резьбовых соединениях бурильных труб [33] и в муфтовых соединениях с резьбой обсадных труб [27].

3. ЗАТВОРЫ

Затвором называется устройство, сообщающее фланцевому соединению герметичность. Затвор состоит из уплотнительных поверхностей фланцев, зажатой между ними прокладки и, в некоторых случаях, ограничительного кольца (рис. 6). Опытные точки, соответствующие моменту нарушения герметичности затвора при некотором давлении рабочей среды и давлении на прокладку, располагаются довольно произвольно до точки А (рис. 19), которой соответствует обжатие прокладки, т. е. момент заполнения технологических неровностей уплотнительных поверхностей материалом прокладки при ее пластическом сжатии. Удельное давление

на прокладке q_0 , соответствующее точке A , называется давлением обжатия. Последнее зависит, при оговоренной неровности уплотнительных поверхностей, от материала прокладки, состояния размера ее контактной площади, т. е. различно при различной конструкции прокладки из одного и того же материала, и, кроме того, зависит от принятой величины утечки рабочей среды, отвечающей понятию «герметичности» затвора (см. п. 4).

Для фланцевых соединений без ограничительных колец контактная площадь прокладки и равномерность оказываемого на ее

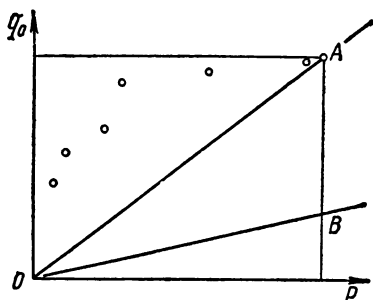


Рис. 19. Зависимость между удельным давлением на прокладке и давлением рабочей среды

давления зависят от угла поворота радиальных сечений колец фланцев. Это обстоятельство учитывают назначением при расчете меньшей ширины прокладки t_s (см. п. 4).

Для металлических прокладок пользуются выражением:

$$q_0 = k_0 \sigma_B, \quad (1)$$

где k_0 — тангенс угла наклона прямой OA .

После обжатия прокладки нарушение плотности затвора от давления рабочей среды описывается прямой OB . По аналогии

с ф-лой (1) давление на прокладке q , необходимое для сохранения плотности затвора, определяют так:

$$q = k p, \quad (2)$$

где k — тангенс угла наклона прямой OB .

Коэффициенты в выражениях (1), (2) и сами величины q_0 , q , отнесенные к единице длины средней линии прокладки, соответственно обозначены (см. табл. 1):

$$q_{0s} = k_{0s} \sigma_B; \quad (3)$$

$$q_s = k_s p. \quad (4)$$

Наличие давлений q , q_s на прокладке проверяется расчетом фланцевого соединения на внутреннее давление (см. п. 16).

Если нагрузка болтов недостаточна для обжатия прокладки, как иногда в затворах крышек сосудов, то пользуются зависимостью:

$$q = a + k_i p, \quad (5)$$

где a , k_i — опытные коэффициенты (см. п. 4).

Конструкцией затворов обеспечивается надежность службы прокладок и простота изготовления фланцев [40]. Так, в затворах закрытого типа шип-паз (ГОСТ 12816—67) или выступ-впадина (ГОСТ 12815—67) неметаллические прокладки применяются при значительно больших давлениях рабочей среды, чем в открытых

плоских затворах (ГОСТ 12826—67). Только в затворах типа шип-паз или выступ-впадина применяются фторопластовые прокладки, обладающие текучестью, или паронитовые прокладки при температурах 350—450 °С, когда резко снижается прочность паронита от выгорания каучука.

4. ПРОКЛАДКИ

Процесс изучения плотности и герметичности затворов фланцевых соединений, равно как и создание прокладок новых по конструкции и материалу, продолжается в связи с появлением новых технологических процессов и изменением условий эксплуатации фланцевых соединений [1]. Ниже приведены сведения, согласующиеся с практикой настоящего времени.

Эффективная ширина прокладки

Для жестких прокладок (металлических, из фибры, асбеста, твердой резины), а также из листа паронита и некоторых других с шириной до 1 см включительно и мягких (из мягкой резины, многие комбинированные прокладки, в общем случае, из оболочечной, упругого сердечника и наполнителя)

$$t_s = t_0, \quad (6)$$

для жестких прокладок $t_0 > 1$ см,

$$t_s = \sqrt{t_0} \quad (\text{здесь } t_0 \text{ в мм}), \quad (7)$$

для металлических зубчатых прокладок с расстоянием между крайними зубцами $t'_0 \leq 1$ см

$$t_s = z_0 c_0, \quad (8)$$

где z_0 — число зубцов; c_0 — ширина контактной поверхности одного зубца, а с $t'_0 > 1$ см

$$t_s = z_0 c_0 / \sqrt{t'_0}. \quad (9)$$

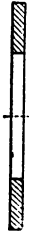

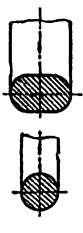
Нормы давления на прокладки, коэффициенты его определяющие, а также требования к затворам фланцевых соединений, в особенности криогенных трубопроводов, в части чистоты обработки и допустимом расхождении затвора, приведены в табл. 1.


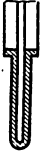


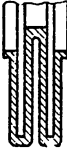
Ниже изложены поясняющие табл. 1 сведения о работе прокладок в криогенной среде, основывающиеся на исследованиях [20, 22], [23, 43], затем даны характеристики прокладок.

Условия работы прокладок в криогенной среде



Температура криогенной среды доходит до —253 °С, давление свыше 300 кгс/см². Кроме передачи по трубопроводу криогенная среда подлежит длительному хранению. Утечка криогенной среды через затвор фланцевого соединения, назначаемая расчетом или

Таблица 1. ВЕЛИЧИНЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ПЛОТНОСТЬ ЗАТВОРОВ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИИ

Прокладка	Материал основы	Требования к обработке, мкм		Давление обжатия		Наибольшее допустимое давление q , кгс/см ²	Коэффициенты, входящие в ф-лы (1) — (4)				Наибольшее давление рабочей среды, кгс/см ²		
		Шероховатость поверхности на длине 25 мм	Отклонение от плоскости на длине 25 мм	q_0 , кгс/см ²	q_{0s} , кгс/см		k_0	k_{0s} , см	k_s , см	Допустимое давление фланцев, Δ, мкм			
 Плоская	Резина с твердостью по твердому меру ТМ-2: до 70 Паронит, асбест Картон Фторопласт-4 Все металлы	0,8—1,6	250	—	—	×	—	—	—	—	×	×	
		0,8—1,6	250	Рис. 20	—	×	—	—	—	—	—	×	×
		0,8—1,6	250	2000	—	1300	—	—	—	—	—	×	×
		0,2—0,8	25	—	—	550	—	—	—	—	—	×	×
 Зубчатая (шаг зубцов 1,2—1,6 мм)	Все металлы	0,2—0,8	25	—	—	—	—	—	—	—	×	×	
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	×	×
 Круглого, овального сечения	Резина Все металлы	0,8—1,6	250	—	—	—	—	—	—	—	×	×	
		0,2—0,8	25	—	Ф-ла (14)	—	—	—	—	—	—	×	×

	Различные метал- лич. сплавы	0,8	15	—	35—55	—	—	—	—	—	200	500 **)
V-образная												
	Никелевый сплав	0,8—1,6	13	—	55—70	—	—	—	—	—	200	600 **)
V-образная *												
	Нержавеющая сталь	0,2—0,8	35	—	40—100	—	—	—	—	—	50	300
V-образная **												
	Различные ме- таллические сплавы	0,4—0,8	13	—	20—45	—	—	—	—	—	200	300 **)
V-образная												
	Различные ме- таллические сплавы	0,2	5	—	13	—	—	—	—	—	50	70
W-образная												

Продолжение табл. 1

Прокладка	Материал основы	Требования к обработке, мкм		Давление обжатия		Наибольшее допускаемое давление q_1 , кгс/см ²	Коэффициенты, входящие в ф-лы (1)-(4)			Наибольшее давление рабочей среды, кгс/см ²	
		Шероховатость поверхности не более 25 мм	Отклонение от плоскости не более 25 мм	q_0 , кгс/см ²	q_{0s} , кгс/см		k_0	k_s , см	k_s' , см		
Пластинчатая (См. рис. 22)	Нержавеющая сталь, алюминий	0,8	500	—	90—110	—	—	—	—	500	300
 Трубчатая ***	Все металлы	0,2—0,8	25	—	150—300	—	—	—	—	25—200	200
Спиральная (См. рис. 23)	Различные металлы и наполнители	1,6—3,2	5	—	$\frac{900}{t_0}$	X	—	—	1,0 **)	X	180
 Прокладка с чехлом	Нержавеющая сталь и фторопласт-4	1,6	130	—	9—18	—	—	—	—	500	80

*) Изготавливается гибкой. **) Покрытие отсутствует. ***) С покрытием [20, 43]. ****) Зависит от материала основы. **) Применялся [43] до $Dy = 180$ мм. **) Для $Dy < 200$ мм $k_s = 3$ см. X — величина определяется расчетом; V- и W-образные прокладки изготавливаются, как правило, механической обработкой с покрытием мягким металлом [20, 43].

измеряемая масс-спектрометром, обычно имеет порядок 10^{-2} гсм³/с, причем иногда ее снижают до 10^{-6} гсм³/с.

Температурные градиенты во фланцах могут вызвать неравномерное сжатие прокладки, перекося и частичное раскрытие фланцев (рис. 3). Возможно взаимное перемещение фланцев, нарушающее упруго-пластический контакт прокладки с уплотнительными поверхностями; к тому же приводит различие в коэффициентах линейного расширения (здесь — сужения) пластмассовых прокладок и металлических фланцев.

Все сказанное выше: делает необходимой оценку частичного раскрытия фланцев; заставляет размещать неупругую прокладку как можно ближе к болтам; обязывает для прокладок из фторопласта-4 назначать наибольшие удельные давления q_0 , q при одновременной стабилизации последнего давления за счет возросшей упругой деформации фланцевого соединения. При технических операциях по изготовлению и при сборке соединений особое внимание следует уделять обеспечению чистоты поверхности прокладок и уплотнительных поверхностей фланцев.

Требования к прокладкам. Прокладки для криогенных сред отличаются от прокладок, распространенных в энергомашиностроении. Резины становятся хрупкими еще до достижения криогенных температур. Пластмассы могут гореть во фторе или взрываться в жидком кислороде при ударных нагрузках, что ограничивает их применение.

В криогенной технике широкое распространение получили металлические прокладки:

— упругие, с покрытием легко сминаемым в затворе, и без покрытия;

— в виде конической кольцевой пластинки, края которой пластически деформируются при сборке соединения;

— со сплошным круглым или овальным поперечным сечением.

Частное применение имеют комбинированные прокладки, например спиральные или из фторопластового чехла с упругим стальным сердечником.

Требования к уплотнительным поверхностям фланцев. При данных условиях истечения гелия через затвор с металлической прокладкой протечка уменьшается с изменением чистоты обработки поверхностей затвора от грубой (высота неровностей 1,6 мкм) до полированной (высота неровностей 0,1—0,4 мкм) на четыре порядка.

Обычно чистоте поверхностей затвора соответствует высота неровностей 0,8 мкм. Отклонение от плоскости и волнистость поверхностей затвора, как правило, не должны превосходить 0,2—0,8 мкм.

Требования к фланцам. Упругие металлические прокладки уплотняют затвор даже при недостаточно жестких фланцах, дающих повышенную осесимметричную деформацию. Прокладки со сплошным, круглым или овальным поперечным сечением нуждаются в жестких фланцах с часто расположенными болтами. Размещать такие прокладки следует ближе к болтам по причине возможного раскрытия фланцев (рис. 3).

Удельное давление и герметичность. Величина q_0 не является стабильной в затворах, к которым предъявляют различные требования по герметичности.

Так, при давлении гелия 400 кгс/см^2 в затворе с упругой металлической прокладкой, имеющей покрытие с пределом текучести σ_T , величина $q_0 = 1,4\sigma_T$, если протечка составляет $10^{-4} \text{ см}^3/\text{с}$, и $q_0 = 2,5\sigma_T$, если протечка $10^{-6} \text{ см}^3/\text{с}$, причем последнему случаю отвечает больший диапазон чистоты обработки частей затвора.

Резиновые прокладки

При сжатии объем резины не изменяется, поэтому резиновые прокладки применяют в затворах с плоскими уплотняющими поверхностями, где возможно изменение диаметров прокладки.

Резиновые прокладки необходимо сжимать в затворе не более, чем на 25—30%. Большое относительное сжатие ускоряет процесс старения резины. Давление на прокладке при ее обжатии подсчитывается по формуле [5]:

$$q_0 = \varepsilon E_0 = \varepsilon [1 + t_0 / (2b_0)] E', \quad (10)$$

где ε — относительное сжатие прокладки; E' — модуль упругости резины, до относительного сжатия $\varepsilon \leq 0,25$ не зависящей от степени этого сжатия, в кгс/см^2 .

Для сжатия между модулем упругости E' и статическим модулем сдвига G' существует зависимость

$$E' = 3G'. \quad (11)$$

Между статическим модулем сдвига G' и твердостью резины, измеренной по твердомеру ТМ-2, имеется зависимость:

Твердость по твердомеру ТМ-2	40±3	50±4	60±4	70±4
Статический модуль сдвига G' в кгс/см^2 :	4,9	6,7	9,8	13,7

Ориентировочное соотношение между твердостью резины, измеренной по прибору ТШМ-2, и твердостью, измеренной по прибору ТМ-2, следующее:

ТШМ-2	4,0—7,0	7,0—12,0	12,0—20,0
ТМ-2	40—50	50—70	60—80

Показателями твердости резины по твердомеру ТШМ-2, согласно ГОСТ 253—53, являются: число твердости H в кгс/см^2 и глубина погружения шарика в мм. Показателем твердости резины по твердомеру ТМ-2, согласно ГОСТ 263—75, являются условные единицы делений шкалы от 0 до 100.

В затворе незащищенного типа необходимо учитывать вероятность разрыва резиновой прокладки гидростатическим давлением рабочей среды.

Наибольшее внутреннее давление в кгс/см^2 , при котором сохраняется плотность затвора, определяется по формуле

$$p_{\max} = 2f \frac{D_2}{D_{\text{во}}} \frac{t_0}{b_0} \frac{q}{1 - \varepsilon}, \quad (12)$$

где f — коэффициент «трения покоя» для резины по стали или чугуну без смазки равный 0,6.

Наибольшее рабочее давление должно быть в два раза меньше p_{\max} .

При сжатии прокладки менее чем на 25% и газообразных рабочих средах необходимо учитывать диффузионные свойства газа

и проницаемость резины. При сжатии на 25—30% диффузия газа прекращается. Скорость протекания газа через прокладку подсчитывается по формуле

$$v = k_0 \frac{\pi D_{23}}{t_0} b_0 (1 - \epsilon)^2 \Delta p, \quad (13)$$

где v — скорость протекания газа через прокладку в $\text{см}^3/\text{ч}$; k_0 — проницаемость резины в $\text{см}^3/(\text{см} \cdot \text{ч} \cdot \text{атм})$; Δp — разность давлений газа в $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Проницаемость резины k_0 зависит от типа резины, температуры и свойств газа. С повышением температуры проницаемость резины уменьшается. При некоторых рабочих средах для повышения плотности затворов применяют смазку резиновых прокладок [2].

Для резиновых прокладок круглого радиального сечения при $\epsilon_0 = (0,20 \div 0,25) b_0$ имеется зависимость [28]:

$$q_{0s} = \epsilon_0^m E_0, \quad (14)$$

причем E_0 , m и твердость резины по твердомеру ТМ-2 связаны зависимостью:

Твердость по твердомеру ТМ-2	50 ± 4	70 ± 4
Модуль упругости прокладки E_0 , $\text{кгс}/\text{см}^2$	20	34,0
Показатель степени m	0,5	0,52

Прокладки из паронита и асбестовой ткани

Давление обжатия q_0 зависит от толщины прокладки (рис. 20).

Величина k (табл. 1) относится к паронитовой прокладке с выгоревшим при эксплуатации каучуком.

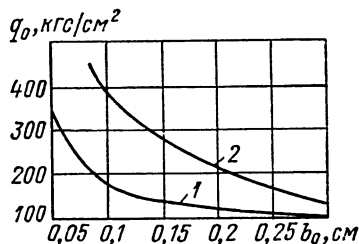


Рис. 20. Зависимость давления обжатия от толщины прокладки: 1 — паронитовой; 2 — асбестовой

Для паронитовых прокладок толщиной 2—3,3 мм без обжатия [3]

$$q = 3,9 + 0,08p. \quad (15)$$

Модуль упругости прокладок: из паронита $b_0 = 2 \div 3$ мм

q , $\text{кгс}/\text{см}^2$	100	200	400	500	600	1000
E_0 , $\text{кгс}/\text{см}^2$	$0,25 \cdot 10^4$	$0,8 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$

из асбестовой ткани

q , $\text{кгс}/\text{см}^2$	100	200	400	600
E_0 , $\text{кгс}/\text{см}^2$	$0,3 \cdot 10^4$	$0,2 \cdot 10^4$	$0,2 \cdot 10^4$	$0,4 \cdot 10^4$

Зависимость модуля упругости паронитовых прокладок от их толщины аналогична рис. 20.

Для паронитовых прокладок с выгоревшим каучуком вне зависимости от q модуль упругости $E_0 = 1 \cdot 10^6$ кгс/см².

Прокладки из фторопласта-4

Прокладки из фторопласта-4 во фланцевых соединениях с затвором в замок (рис. 21) при радиальных зазорах Δ_1 и Δ_2 меньше 0,3 мм применяются при давлениях жидких и газообразных сред более 300 кгс/см² и температуре $+150^\circ\text{C} \div -250^\circ\text{C}$, при быстром изменении температуры от $+150^\circ\text{C}$ до -200°C , в условиях вибрации трубопровода, а также при длительном хранении фланцевых соединений [23]. Толщина прокладки 3 мм. Фланцы обрабатываются с точностью по 4-му классу (А₄/Ш₄).

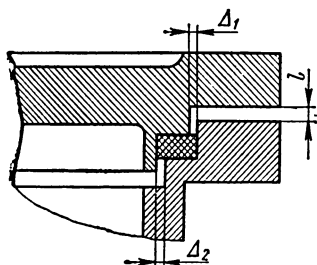


Рис. 21. Затвор с прокладкой из фторопласта-4

Монтаж таких фланцевых соединений включает операции:

- сборка с осевым зазором $l = 1,6 \div 2,2$ мм;
- затяжка до $q = 350 \div 400$ кгс/см² при $l = 0,6 \div 0,7$ мм;
- выдержка в течение 8 часов;
- повторная затяжка до $q = 350 \div 400$ кгс/см² при $l \geq 0,2$ мм;
- окончательная затяжка до $q = 1500 \div 2000$ кгс/см² при $l = 0$.

Такие фланцевые соединения надежно эксплуатируются при действии на них внешних изгибающих моментов (см. гл. 3). Исследование рассматриваемых прокладок при $q = 400$ кгс/см² [25] подтвердило выбранную величину радиального зазора [23]; кроме того, показало применимость выражения (5).

Модуль упругости прокладок из фторопласта-4 при $b_0 \approx 3$ мм:

q , кгс/см ²	100	200	>200
E_0 , кгс/см ²	$2,0 \cdot 10^4$	$0,9 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$

Металлические прокладки

Упругая V- или W-образная прокладка устанавливается с ограничительным кольцом или в пазе с нормированной глубиной, полостью к рабочей среде для дополнительного самоуплотнения. Величины упругого сжатия прокладок регламентированы табл. 1. Покртия упругих и некоторых других прокладок фторопластом-4 применяются при температурах от -253 до $+150^\circ\text{C}$, пластическим металлом от -253 до $+760^\circ\text{C}$ [43]. При обработке уплотнительных поверхностей фланцев и упругой прокладки допустимы неровности 0,8 мкм, расположенные спирально, и волни-

стость 8 мкм на длине 13 мм. Допускается переход от спиральных неровностей высотой 0,8 мкм к хаотическим неровностям высотой 0,2 мкм.

Плотность соединений из стандартных фланцев $D_f \geq 200$ мм с упругими V-образными прокладками, покрытыми фторопластом-4, проверена при циклическом изменении внутреннего давления и гидравлических ударах, равных 60 кгс/см² [22, 40].

Прокладка пластинчатая, в виде конической кольцевой пластинки (рис. 22), используется однократно, поскольку нагрузка болтов пластически сминает ее края, однако фланцы не повреждаются. Пластинчатые прокладки применялись при диаметрах от 3,2 до 2200 мм в криогенных трубопроводах, арматуре и при длительном хранении среды. Повреждение фланцев предупреждают, изготавливая пластинчатую прокладку из более мягкого материала, чем фланцы, например путем подбора марки алюминия. Так, например, при соединении алюминиевого фланца со стальным, для увеличения сжатия прокладки при криогенной температуре, наружный край пластинчатой прокладки размещается в алюминиевом фланце.

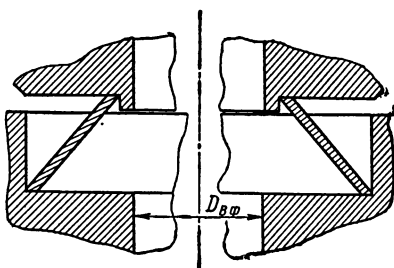


Рис. 22. Схема затвора с пластинчатой прокладкой

Промежуточными между упругими и жесткими являются прокладки из трубы, обычно покрываемые фторопластом-4 или пластическим металлом.

Герметичность затвора с прокладкой треугольного радиального сечения (дельта-прокладок) при давлении азота 800 кгс/см² существенно возрастает с покрытием стальной прокладки слоем кадмия 13—20 мкм, менее возрастает с покрытием слоем меди 6—10 мкм [20]. Для прокладки с покрытием $q_s = 200$ кгс/см, а без покрытия $q_s = 250$ кгс/см. Начальное погружение затвора внутренним давлением 800 кгс/см² для прокладок с покрытием существенно повышает герметичность, а для прокладок без покрытия герметичность повышается незначительно.

Для плоских прокладок без обжатия согласно (5) получаем [31]: прокладки из мягкого алюминия (марки АД00, АД0, АД1)

$$q = 580 + p, \quad (16)$$

те же прокладки из отожженной меди

$$q = 1120 + 0,9p. \quad (17)$$

Модуль упругости плоской или зубчатой прокладки больше модуля упругости материала прокладки ввиду ее объемного напряженного состояния (см. табл. 2).

**Таблица 2. модули упругости плоских
И ЗУБЧАТЫХ ПРОКЛАДОК $E_0 \cdot 10^6$ кгс/см²**

Марка материала	Температура, °C					
	20	100	200	300	400	500
Сталь 0,5; 0,8	2,5	2,4	2,35	2,3	2,2	1,9
Сталь 1X18H9	2,5	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1
Алюминий АД0, АД1	0,86	0,83	0,8	—	—	—

* — при 150 °C

Комбинированные прокладки

Спиральная прокладка (рис. 23) состоит из спиральной части, наружного ограничительного кольца, допускающего сжатие спиральной части на 25—30%, и внутреннего кольца. Спиральная часть состоит из металлической профильной ленты, обычно из стали марки 0X18H10 и наполнителя — паронитовой ленты, уплотняющей затвор [9]. При сжатии до наружного кольца спиральная часть растягивает по окружности наружное кольцо и сжимает

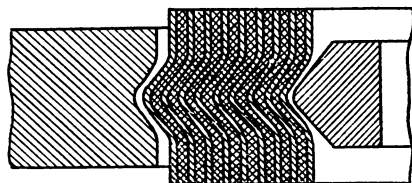


Рис. 23. Спиральная прокладка

внутреннее. Если нагрузка на прокладке снижается, то кольца упруго сжимают спиральную часть, обеспечивая уплотнение затвора; методику расчета см. п. 39 [9].

Модуль упругости спиральной части прокладки с выбранными зазорами между спиральной частью и кольцами:

при сжатии

$$E_{0\text{сж}} = \frac{0,3}{b_0} \cdot 10^4 \text{кгс/см}^2. \quad (18)$$

при снижении нагрузки

$$E_{0\text{сн}} = \frac{4,5}{b_0} \cdot 10^4 \text{кгс/см}^2. \quad (19)$$

При долговременной эксплуатации модули упругости $E_{0\text{сж}}$ и $E_{0\text{сн}}$ сближаются и $E_{0\text{сж}}$ принимают равным $E_{0\text{сн}}$. При деформации с зазорами между спиральной частью и кольцами модули имеют

переменные, меньшие величины. При сжатии остаточная деформация прокладки составляет ок. 50% общей.

Ввиду значительных q_{0s} (см. табл. 1) и модулей (18), (19) спиральные прокладки занимают промежуточное положение между упругими и жесткими.

В прокладке с чехлом из фторопласта-4 и упругого металлического сердечника чехол снижает давление обжатия q_{0s} , упругий сердечник придает чехлу жесткость, впрочем, иногда недостаточную, особенно при повышенной температуре. Применение прокладок ограничивается невысокой прочностью чехла. При криогенных температурах прокладка с чехлом перемещается в затворе, нарушая его герметичность. Возможное растрескивание чехла приводит к нарушению герметичности.

Глава вторая

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВ, БУГЕЛЬНЫХ, ШТУЦЕРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И БОЛТОВ

Б. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ С ОПЫТНЫМИ

Расчетные данные по девяти цельным фланцам диаметром от 92 до 980 мм сопоставлены с опытными в табл. 3. Расчет выполнен по трем методам, характеризующим все три класса методов [9]. Класс 1, в котором расчетная модель формально соответствует натурному фланцу, представлен методом Е. О. Уотерса, замененным эквивалентным ему расчетом по методике [9] с принятием $s_{эkv}$ вместо $s_{пр}$. Типичная для методов этого класса погрешность, вытекающая из предположения о жестком соединении втулки с кольцом фланца, заключается в завышении, до 70% напряжений во втулке и занижении до 40% напряжений в кольце.

Характер погрешности расчета по методу Е. О. Уотерса присущ методам класса 2, в котором расчетная модель отличается от натурального фланца, неточно назначенной постоянной толщиной стенки конической втулки. За последнее время этот класс методов пополнился работами [4, 24].

Класс 3, в котором расчетная модель заведомо не соответствует натурному фланцу, а в условные расчетные выражения введены опытные коэффициенты, наиболее полно представлен методом Л. Ш. Долгинова и др. [12]. Этот метод, разработанный для фланцев судовых трубопроводов, применим, как указано его авторами, к любым фланцам.

В работе [46] оптическим методом определены суммарные напряжения от нагрузки болтов и внутреннего давления в восьми моделях фланцев. Однако результаты этих исследований не

Таблица 3. ПОГРЕШНОСТЬ РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ОТНОСИТЕЛЬНО ОПЫТНЫХ В ЦЕЛЬНЫХ ФЛАНЦАХ

Характеристика фланца	Исследователь	Основные размеры, мм, и другие величины									
		$D_{в.ф}$	$D'_{н.ф}$	D_1	D_2	b	s_H	s	t	d_0	z
Натурные фланцы из стали 12Х1МФ	Григорьев Г. Т. } *** Протопопов В. Б. }	92	265	210	107,5	30	24	7,5	1/3	30	8
		139	350	230	152	35	34,5	14,5	1/3	33	12
Модель фланца из стали, $r=18$ в мм	Волошина А. А. [9]	140	300	254	145	57	22	12	1,0	29	10
То же, $r=12$ в мм	То же	140	300	286	145	34	19	12	1,0	29	10
» , $r=12$ в мм	»	140	300	286	213	34	19	12	1,0	29	10
» , $r=12$ в мм	»	140	300	286	190	34	19	12	1,0	23	10
Модель фланца из стали, $r=12$ в мм	Волошина А. А.	140	300	276	213	20	19	12	1,0	29	10
Фланец сосуда, $r=15$ в мм	Киргофф [45]	980	1124	1076	1024	70	20	10	1,0	28	24
Модель фланца из эпоксидной смолы	Фесслер и Перри [44]	100	234	196	122	40	27	9,5	1/1,95	19,2	16

Характеристика фланца	Исследователь	Нагрузка бол- тов, кгс	Опытные напряже- ния, кгс/см ²			Погрешность расчетных напряжений δ_{ij} , %						
			$\sigma_{1изг}$	σ_k	σ_k^*	Волошин А. А. Григорьев Г. Т. [9]		Долгинов Л. Ш. и др. [12]		Е. О. Уотерс [49]		
						$\delta_{1изг}$	δ_k	$\delta_{1изг}$	δ_k	$\delta_{1изг}$	δ_k	
Натяжные фланцы из стали 12Х1МФ Модель фланца из ста- ли, $r=18$ в мм То же, $r=12$ в мм $r=12$ в мм $r=12$ в мм $r=12$ в мм Модель фланца из ста- ли, $r=12$ в мм Фланец сосуда, $r=15$ в мм Модель фланца из эпок- сидной смолы	Григорьев Г. Т. Протопопов В. Б. Волошин А. А. [9] То же \gg \gg Волошин А. А. Киргофф [45] Фесслер и Перри [44]	68000	-3380	-2460	110	4	-5	-23	-05	-19	62	
		165000	-4450	-4040	-550	7	9	-24	-130	-15	108	
		40000	-1150	-830	—	-4	-3	—	—	31	-18	
		40000	-2600	-1940	—	-6	-9	—	—	16	-36	
		40000	-1200	-1000	—	5	-8	—	—	19	-30	
		40000	-1760	-1220	—	-6	2	—	—	29	-30	
		40000	-1910	-580	0,0	-6	-4	—	—	6	-41	
		260000	-2200**	-1050	-400	-15	-1	—	—	62	-28	
		130	2.21	-2,43*	—	20,0	0,0	—	40	-47	47	-33

П р и м е ч а н и я:

- σ_k — наибольшее кольцевое напряжение сжатия, см. рис. 24; σ_k^* — кольцевое напряжение в основании втулки на внутренней поверхности фланца; $\sigma_{1изг}$ — изгибное напряжение, если это не оговорено особо, в основании втулки на внутренней поверхности фланца; напряжения в стальных фланцах исследовались с помощью тензодатчиков, во фланцах из эпоксидной смолы опти-ческим методом; r — радиус галтели в основании втулки.
- При определении относительной погрешности δ_{ij} за 100% принималось опытное напряжение, индексы i, j указывают на напряжение.
- Проверки обозначают, что в этих случаях погрешности расчетных напряжений, найденных методами, указанными в ра-ботах [12] и [49], близки по значениям.

* Расчетное напряжение по методике [9]. ** Изгибное напряжение в вершине втулки на внутренней поверхности фланца.
 ** Экспериментальные данные находятся в статье упомянутых авторов: «Повышение надежности фланцевых соединений су-
 довых паропроводов»; Технология судостроения, 1974, № 6.

учтены в табл. 3 ввиду неопределенности условий деформации моделей фланцев, а именно: между моделью и нагружающим ее устройством (рис. 2 и рис. 3 [46]), включавшим, в частности, резиновую прокладку, эпоксидную и металлические плиты, при нагружении возникали силы трения, препятствующие деформации каждой модели.

Рассматривая табл. 3, замечаем, что метод [12] имеет наибольшую погрешность, а именно, завышает напряжения во втулке до 40% и занижает напряжение в кольце до 130%. Наименьшей погрешностью, не выходящей за обычные для технических расчетов пределы, обладает метод [9], отличающийся от всех методов

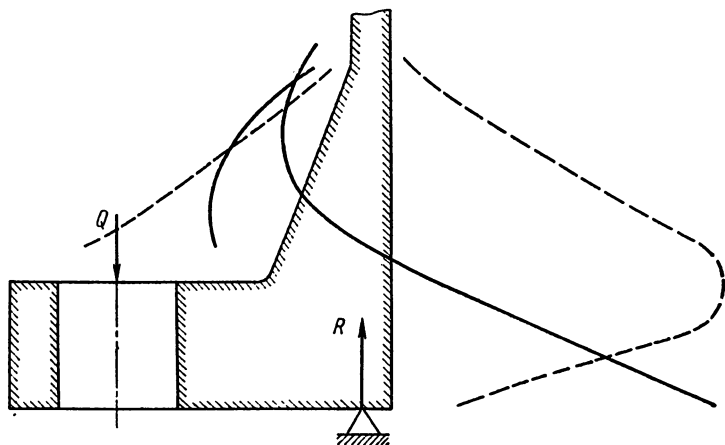


Рис. 24. Типовые опытные эпюры напряжений для цельного фланца: сплошная—кольцевые напряжения, пунктир—продольные

расчета фланцев учетом податливости заземления втулки. Однотипность для всех фланцев опытных эпюр продольных и кольцевых напряжений с эпюрами, указанными на рис. 24, вместе с практическим совпадением расчетных и опытных напряжений, свидетельствует о справедливости приближенного способа учета податливости заземления втулки в кольце фланца [6].

Изменчивость напряжения σ_k^* , в одном случае принимающего нулевое значение, связана с наложением кольцевого сжимающего напряжения от упругого смещения основания втулки к оси фланца на напряжение растяжения при изгибе кольца фланца.

В табл. 3 не внесены опыты Е. О. Уотерса с плоскими приварными фланцами [49]. Е. О. Уотерс нашел удовлетворительное совпадение расчетных данных с опытными. Такое отклонение плоских приварных фланцев от цельных объясняется объемным, бездеформационным напряженным состоянием области их сварных швов. Плоские приварные фланцы рассчитывают без учета податливости заземления втулки в кольце фланца.

6. КОЛЬЦА ФЛАНЦЕВ

Внешние силы и приведенная нагрузка фланца

Внешние силы, приложенные к фланцу. Изгиб цельного фланца вызывается силами Q , R , P_1 и P_3 , равномерно распределенными по окружностям с диаметрами соответственно D_1 , D_2 , D_4 и D_3 (рис. 25). Эти диаметры являются нормативными; отступления от них приводят к необоснованному снижению расчетной нагрузки фланца [9].

Приведенная нагрузка фланца. Кольцо фланца является круглой кольцевой пластинкой, симметрично нагруженной внешними

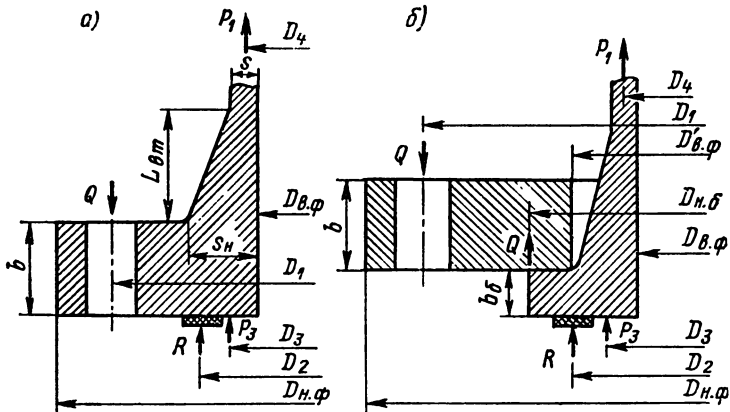


Рис. 25. Схемы сил, приложенных к фланцу: а — цельному; б — свободному

силами Q , R , P_1 , P_3 и свободно опертой на жесткий контур с диаметром D_2 (рис. 26, а). Если учесть малость прогибов кольца по сравнению с его толщиной b , то нетрудно показать, что к расчету колец фланцев применима обычно используемая приближенная теория изгиба тонких пластинок. При этом можно пользоваться приведенной нагрузкой фланца $Q_{пр}$, распределенной по наружному краю кольцевой пластинки (рис. 26, б). Действие приведенной нагрузки фланца эквивалентно действию сил Q , R , P_1 , P_3 , что существенно упрощает расчет фланца.

Деформацию кольца цельного фланца определяют методом наложения, рассматривая изгиб кольцевой пластинки от нагрузки $Q_{пр}$ (рис. 26, б) и от моментов

$$M'_0 = M_0 + Q_0 \frac{b}{2}, \quad (20)$$

распределенных по внутреннему краю пластинки (рис. 26, в).

Схемы на рис. 26 позволяют оценить погрешность замены пластинки кольцом, испытывающим кручение. На рис. 27

показано отношение $\varphi_{пл}/\varphi_{к}$, где $\varphi_{пл}$ — угол поворота нормали к средней поверхности пластинки на ее внутреннем крае; $\varphi_{к}$ — угол поворота радиального сечения кольца, испытывающего кру-

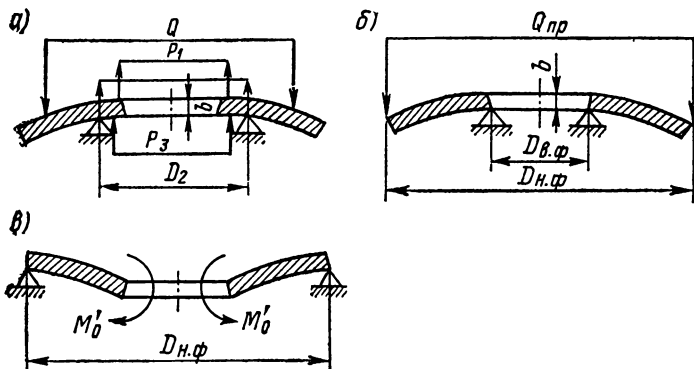


Рис. 26. Случаи нагружения кольцевых пластинок: а — нагрузкой болтов Q , опорной реакцией R и силой P_1 ; б — приведенной нагрузкой болтов $Q_{пр}$; в — моментами M_0

чение, в зависимости от отношения α наружного диаметра кольца $D_{н. ф}$ к внутреннему диаметру $D_{в. ф}$.

Нижняя кривая на рис. 27 относится к изгибу пластинки по схеме (рис. 26, б), а верхняя — по схеме (рис. 26, в). Для цельного фланца погрешность, допускаемую при замене пластинки кольцом, испытывающим кручение, следует оценивать по верхней кривой (рис. 27). Здесь относительной погрешности угла поворота 10% соответствует $\alpha \leq 1,3$.

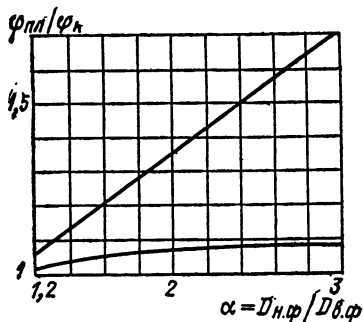


Рис. 27. Отношение $\varphi_{пл}/\varphi_{к}$ в зависимости от α

Некоторые исследователи оценивают погрешность при замене пластинки кольцом лишь по нижней кривой (рис. 27). Так, например С. П. Тимошенко в курсе сопротивления материалов указывает на допустимость замены пластинки кольцом, если $\alpha < 1,5$. Иногда величина α принимается равной 2. Согласно ГОСТ 1234—67, для фланцев на P_y от 1 до 200 кгс/см² величина α изменяется соответственно от 7,5 до 12; с возрастанием D_y величина α уменьшается. При этом, величине $\alpha = 1,3$ для $P_y = 1$; 2,5 и 6 кгс/см² отвечают фланцы с D_y более 450 мм; для $P_y 10$ — с D_y более 600 мм; для $P_y 16$ — с D_y более 700 мм; $P_y 25$ — с D_y более

1000 мм. Для всех фланцев при $P_y > 25$ кгс/см² α становится больше 1,3 и достигает величины 2,7.

Учитывая вышеизложенное, следует рассматривать кольцо фланца как кольцевую пластинку.

Приведенная нагрузка фланца $Q_{пр}$ определяется из следующих выражений:

для цельного фланца (рис. 26, а), (рис. 25, а)

$$Q_{пр} = \frac{P_1 (D_1 - D_4) + R (D_1 - D_2) + P_3 (D_1 - D_3)}{D_{н. ф} - D_{в. ф}}; \quad (21)$$

для кольца свободного фланца (рис. 25, б)

$$Q_{пр} = Q \frac{D_1 - D_{н. б}}{D_{н. ф} - D'_{в. ф}}; \quad (22)$$

для бурта наконечника свободного фланца (рис. 25, б)

$$Q_{пр} = \frac{P_1 (D_{н. б} - D_4) + R (D_{н. б} - D_2) + P_3 (D_{н. б} - D_3)}{D_{н. б} - D'_{в. ф}}. \quad (23)$$

Учитывая, что $P_3 = P - P_1$ и при ограничении (см. п. 16) $R = Q - P$, исключив из формул (21), (23) неизвестную в начале расчета величину R , соответственно получим:

$$Q_{пр} = \frac{P_1 (D_3 - D_4) + Q (D_1 - D_2) + P (D_2 - D_3)}{D_{н. ф} - D_{в. ф}}; \quad (24)$$

$$Q_{пр} = \frac{P_1 (D_3 - D_4) + Q (D_{н. б} - D_2) + P (D_2 - D_3)}{D_{н. б} - D_{в. ф}}. \quad (25)$$

При разработке оценочных способов учета отклонений формы радиального сечения кольца фланца от прямоугольника (с целью упрощения этих способов) заменяем пластинку кольцом, испытывающим кручение.

Расчет кольца фланца

Снижение жесткости кольца фланца отверстиями для болтов. Расчетный диаметр кольца фланца, учитывающий снижение жесткости кольца отверстиями для болтов, определяется по формуле [5]

$$D_{н. ф} = D'_{н. ф} \frac{4D_1^2 - zd_0^2}{4D_1^2 + zd_0^2}, \quad (26)$$

где $D'_{н. ф}$ — наружный диаметр кольца фланца с отверстиями для болтов.

Влияние скоса на наружном крае кольца фланца на его жесткость. Расчетная толщина кольца фланца, учитывающая скос на его крае, определенная по методу [5], для фланцев со скосом по ГОСТ 12817—67, 12818—67 и 12819—67

$$b_p \approx 0,95b. \quad (27)$$

Расчетная толщина кольца фланца с выступом. Расчетная толщина кольца фланца с выступом со стороны разъема определяется, как и выше, по формуле

$$b_p = C(b + h), \quad (28)$$

где $b + h$ — толщина кольца с выступом.

Для фланцев по ГОСТ 1245—67, 1255—67, 12821—67, 12830—67 и 12835—67 коэффициент c определяется по графику (рис. 28).

Расчетная толщина кольца фланца с выступом или впадиной. Эта группа фланцев представлена ГОСТ 12815—67, 12818—67, 12822—67 и 12828—67.

Для подавляющего числа колец таких фланцев коэффициент C , входящий в формулу (28), не превышает 1,05.

Таким образом, в качестве расчетной толщины колец фланцев по рассматриваемым стандартам следует принимать их номинальную толщину.

Расчетная толщина кольца фланца с шипом или пазом. В эту группу входят фланцы по ГОСТ 12816—67, 12823—67 и 12832—67. Расчетная толщина кольца фланца с шипом определяется по формуле (28) с выбором коэффициента C по табл. 4.

Расчетная толщина кольца фланца под прокладку овального сечения. Рассматриваемые фланцы представлены ГОСТ 12825—67 и 12833—67. Для этих фланцев металл, вынутый при образовании кольцевой канавки для прокладки, либо полностью, либо с избытком заменяется металлом, добавленным для образования выступа высотой h или h_1 наружным диаметром D_1 . Расчетная толщина колец таких фланцев назначается равной их номинальной толщине.

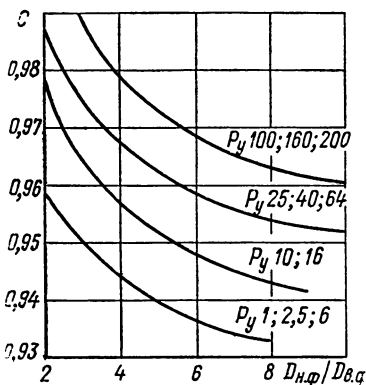


Рис. 28. Коэффициент C для колец с выступом

Таблица 4. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА C В ЗАВИСИМОСТИ ОТ P_y И D_y

D_y , мм	P_y , кгс/см ²							
	1; 2,5	6	10	16	25	40	64	100
10	1,25	1,20	1,20	1,10	1,10	1,10	1,05	1,05
50	1,20	1,15	1,10	1,10	1,05	1,05	1,05	1,05
100	1,15	1,10	1,10	1,10	1,05	1,05	1,05	1,05
150	1,15	1,10	1,05	1,05	1,05	1,05	1,00	1,00
200	1,10	1,10	1,05	1,05	1,05	1,05	1,00	1,00
400	1,10	1,10	1,05	1,05	1,05	1,05	1,00	1,00
800	1,10	1,10	1,05	1,05	1,00	1,00	—	—

Замена квадратного кольца фланца круглым. Пусть квадратное кольцо фланца получено из круглого диаметром $D = 2r$ путем удаления четырех сегментов (рис. 29). Стелка сегмента круга h , хорда a , центральный угол $-\alpha$ (в градусах). Для получения диаметра $D_{н. ф}$ диаметр D уменьшают на две ширины кольца $2t$, площадь которого равна площади удаленных сегментов.

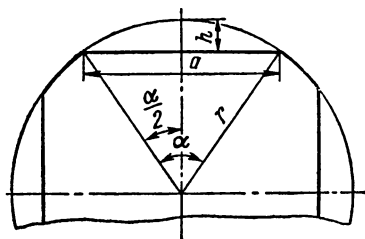


Рис. 29. К замене квадратного кольца фланца круглым

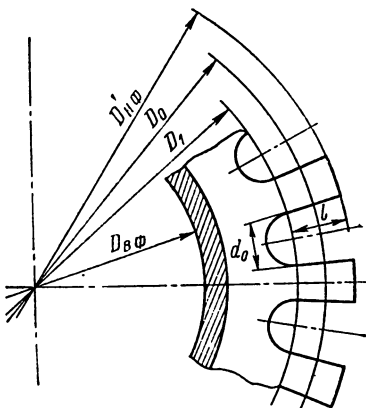


Рис. 30. Кольцо фланца с прорезями для откидных болтов

Для фланцев по стандартам 1967 г. величины t в мм, входящие в выражение

$$D_{н. ф} = D - 2t, \quad (29)$$

следующие:

D , мм	80	100	120	140	160	195	205
t , мм	4,0	5,6	7,1	8,5	10,1	13,4	15,4

После определения $D_{н. ф}$ фланец с квадратным кольцом рассчитывается по методике для круглых фланцев.

Кольцо фланца с прорезями для болтов. Расчетный диаметр кольца фланца с прорезями для откидных болтов определяется по формуле

$$D_{н. ф} = D'_{н. ф} \left(\frac{1}{2} \frac{4D_1^2 - zd_0^2}{4D_1^2 + zd_0^2} - \frac{\pi D_0^2 - zd_0 l}{\pi D_0^2 + zd_0 l} \right), \quad (30)$$

где $D_0 = D'_{н. ф} - l$, причем l — длина прямоугольной части прорези (рис. 30). Первый член в скобках учитывает полукруглые отверстия, второй — прямоугольные. Прочность зубца оценивают при смещении болта к краю кольца: $\sigma_T \geq Q'l/\omega_K$, где

$$\omega_K = \frac{1}{6} \frac{2\pi D_1 - zd_0}{z} b^2.$$

Расчетная толщина кольца с коррозионными поражениями. Затекание потока рабочей среды в зазор между фланцами

вызывает, при известных условиях, эрозионные поражения колец фланцев, см. заштрихованные области (рис. 31). Появляется необходимость в нормах износа фланцев.

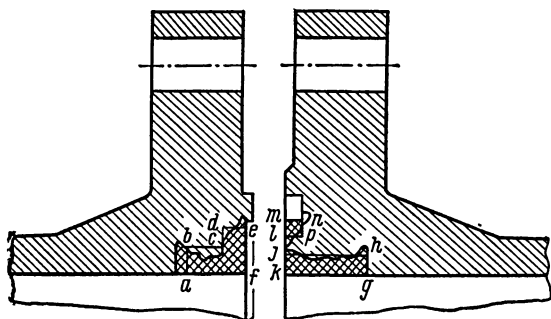


Рис. 31. Возможное коррозионное поражение колец фланцев

После приведения в радиальном сечении фланца площадей коррозионных поражений к равновеликим прямоугольникам $abcdef$, $mnlh$, $jhkg$ величина b_p определяется аналогично (27).

7. КОНИЧЕСКИЕ ВТУЛКИ ФЛАНЦЕВ

Приведение конической втулки фланца к эквивалентной цилиндрической оболочке

Цилиндрическая оболочка с постоянной толщиной стенки $s_{\text{экв}}$ называется эквивалентной, если упругая податливость ее края равна упругой податливости края конической втулки фланца.

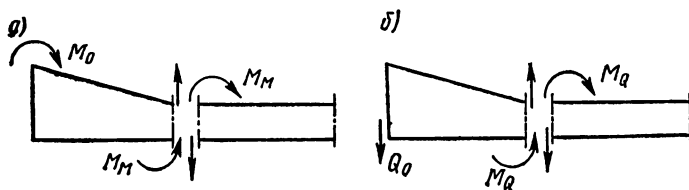


Рис. 32. Усилия в вершине конической части втулки; а — от момента M_0 ; б — от силы Q_0

Упругая податливость края конической втулки фланца определяется тремя коэффициентами: линейной податливости k_{11} , угловой k_{22} и линейно-угловой податливости $k_{12} = k_{21}$.

В вершине конической части втулки возникают изгибающие моменты M_m и M_Q . Момент M_m возникает от момента $M_0 = 1 \text{ кгс}\cdot\text{см}$ (рис. 32, а), момент M_Q — от поперечной силы $Q_0 = 1 \text{ кгс}$ (рис. 32, б).

**Таблица 5. ИЗГИБАЮЩИЕ МОМЕНТЫ
В ВЕРШИНАХ КОНИЧЕСКИХ ВТУЛОК С УКЛОНОМ $l=1/5$**

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=1,5$		$s_H/s=2,0$		$s_H/s=3,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,002	-1,92	0,955	-2,75	0,842	-2,79	0,574
0,005	-1,65	0,903	-2,00	0,700	-1,54	0,352
0,010	-1,40	0,830	-1,42	0,542	-0,800	0,190
0,020	-1,12	0,718	-0,880	0,360	-0,310	0,0677
0,026	-0,992	0,665	-0,703	0,290	-0,191	0,0360
0,030	-0,926	0,633	-0,612	0,253	-0,139	0,0223
0,036	-0,847	0,590	-0,506	0,208	-0,0854	0,0085
0,040	-0,800	0,564	-0,456	0,183	-0,0600	0,0026
0,050	-0,700	0,506	-0,340	0,134	-0,0248	0,0062
0,075	-0,539	0,397	-0,182	0,0610	0,0083	-0,0100
0,100	-0,430	0,319	-0,105	0,0233	0,0120	-0,0088
0,125	-0,350	0,261	-0,0615	0,0050	0,0103	-0,0062
0,150	-0,300	0,217	-0,0378	0,0080	-	-
0,175	-0,265	0,181	-0,0261	-0,0138	-	-
0,200	-0,235	0,151	-0,0198	-0,0178	-	-
0,225	-0,208	0,131	-0,0168	-0,0192	-	-
0,250	-0,183	0,117	-0,0149	-0,0198	-	-
0,300	-0,140	0,096	-0,0125	-0,0190	-	-
0,350	-0,109	0,081	-0,0115	-0,0185	-	-

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=4,0$		$s_H/s=5,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,002	-2,28	0,370	-1,77	0,238
0,005	-1,00	0,171	-0,615	0,0863
0,010	-0,390	0,0648	-0,187	0,0215
0,020	-0,0844	0,0074	-0,0128	-0,0030
0,026	-0,0310	-0,0049	-	-
0,030	-0,0132	-0,0049	-	-
0,036	0,0020	-0,0066	-	-
0,040	0,0072	-0,0068	-	-
0,050	0,0116	-0,0059	-	-

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=6,0$		$s_H/s=7,0$		$s_H/s=8,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,006	-0,290	0,0312	-0,0178	0,0132	-0,108	0,0072
0,010	-0,0900	0,0062	-0,0370	0,0007	-0,0125	-0,0010

**Таблица 6. ИЗГИБАЮЩИЕ МОМЕНТЫ
В ВЕРШИНАХ КОНИЧЕСКИХ ВТУЛОК С УКЛОНОМ $t=1/3$**

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=1,5$		$s_H/s=2,0$		$s_H/s=3,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,002	-1,28	0,983	-2,07	0,930	-2,60	0,769
0,005	-1,16	0,960	-1,70	0,855	-1,78	0,599
0,010	-1,06	0,927	-1,33	0,759	-1,19	0,437
0,020	-0,919	0,871	-1,03	0,625	-0,695	0,271
0,026	-0,862	0,841	-0,935	0,565	-0,541	0,212
0,030	-0,829	0,824	-0,837	0,531	-0,467	0,182
0,035	-0,785	0,798	-0,751	0,486	-0,379	0,147
0,040	-0,761	0,782	-0,703	0,459	-0,334	0,128
0,050	-0,707	0,746	-0,604	0,403	-0,248	0,0915
0,075	-0,606	0,670	-0,443	0,299	-0,131	0,0410
0,100	-0,536	0,610	-0,342	0,231	-0,0735	0,0155
0,125	-0,484	0,560	-0,278	0,183	-0,0415	0,0032
0,150	-0,440	0,517	-0,226	0,146	-0,0232	-0,0039
0,175	-0,403	0,481	-0,190	0,119	-0,0119	-0,0081
0,200	-0,376	0,451	-0,161	0,0960	-0,0046	-0,0103
0,225	-0,353	0,424	-0,139	0,0792		
0,250	-0,334	0,400	-0,121	0,0661		
0,300	-0,300	0,358	-0,0940	0,0431		
0,350	-0,272	0,323	-0,0740	0,0262		

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=4,0$		$s_H/s=5,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,002	-2,54	0,605	-2,30	0,466
0,005	-1,50	0,397	-1,18	0,262
0,010	-0,860	0,241	-0,593	0,136
0,020	-0,404	0,114	-0,232	0,0501
0,026	-0,282	0,0783	-0,146	0,0289
0,030	-0,228	0,0608	-0,109	0,0198
0,036	-0,168	0,0428	-0,0710	0,0106
0,040	-0,138	0,0332	-0,0535	0,0064
0,050	-0,0870	0,0170	-0,0251	0,0000
0,075	-0,0274	-0,0006	—	—

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=6,0$		$s_H/s=7,0$		$s_H/s=8,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,006	-0,766	0,146	-0,587	0,0970	-0,460	0,0650
0,010	-0,410	0,0785	-0,291	0,0465	-0,210	0,0290
0,016	-0,204	0,0364	-0,129	0,0185	-0,0826	0,0100
0,020	-0,135	0,0223	-0,0780	0,0098	-0,0460	0,0039
0,026	-0,0750	0,0104	-0,0370	0,0035	-0,0165	0,0005
0,030	-0,0506	0,0054	-0,0229	0,0007	—	—
0,040	-0,0170	0,0006	—	—	—	—

**Таблица 7. ИЗГИБАЮЩИЕ МОМЕНТЫ
В ВЕРШИНАХ КОНИЧЕСКИХ ВТУЛОК С УКЛОНОМ $l=1/2,5$**

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=1,5$		$s_H/s=2,0$		$s_H/s=3,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,003	-1,06	0,382	-1,72	0,927	-2,15	0,763
0,005	-1,02	0,971	-1,54	0,891	-1,76	0,674
0,010	-0,932	0,947	-1,30	0,816	-1,24	0,526
0,020	-0,831	0,904	-1,02	0,703	-0,796	0,360
0,026	-0,785	0,882	-0,912	0,651	-0,646	0,298
0,030	-0,760	0,867	-0,856	0,620	-0,570	0,265
0,036	-0,728	0,848	-0,683	0,579	-0,484	0,225
0,040	-0,710	0,835	-0,740	0,554	-0,436	0,202
0,050	-0,667	0,807	-0,652	0,501	-0,345	0,159
0,075	-0,580	0,745	-0,506	0,400	-0,210	0,0924
0,100	-0,538	0,694	-0,412	0,330	-0,140	0,0555
0,125	-0,488	0,650	-0,346	0,276	-0,0968	0,0332
0,150	-0,453	0,614	-0,297	0,237	-0,0689	0,0188
0,175	-0,424	0,583	-0,259	0,204	-0,0438	0,0092
0,200	-0,400	0,555	-0,229	0,178	-0,0362	0,0027
0,225	-0,373	0,529	-0,205	0,156	-0,0267	-0,0019
0,250	-0,360	0,506	-0,185	0,139	-0,0190	-0,0052
0,300	-0,330	0,468	-0,154	0,110		
0,350	-0,303	0,436	-0,130	0,0890		

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=4,0$		$s_H/s=5,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,003	-2,08	0,597	-1,88	0,458
0,005	-1,58	0,483	-1,33	0,342
0,010	-1,00	0,323	-0,740	0,190
0,020	-0,526	0,179	-0,342	0,0918
0,025	-0,392	0,134	-0,238	0,0622
0,030	-0,332	0,112	-0,191	0,0486
0,035	-0,262	0,0864	-0,141	0,0330
0,040	-0,226	0,0733	-0,126	0,0266
0,050	-0,161	0,0491	-0,0730	0,0140
0,075	-0,0760	0,0180	-0,0228	0,0002
0,100	-0,0372	0,0037	—	—
0,125	-0,0222	-0,0026	—	—

$\frac{s}{D_{в.ф}}$	$s_H/s=6,0$		$s_H/s=7,0$		$s_H/s=8,0$	
	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M	M_Q/s	M_M
0,006	-0,932	0,208	-0,747	0,145	-0,602	0,104
0,010	-0,553	0,126	-0,417	0,0815	-0,318	0,0543
0,016	-0,309	0,0693	-0,216	0,0406	-0,154	0,0247
0,020	-0,224	0,0489	-0,149	0,0269	-0,101	0,0151
0,026	-0,145	0,0300	-0,0895	0,0140	-0,0565	0,0068
0,030	-0,111	0,0216	-0,0650	0,0094	-0,0377	0,0034
0,040	-0,0590	0,0090	-0,0295	0,0022	-0,0126	-0,0004
0,050	-0,0312	0,0026	-0,0112	-0,0010		

Дифференциальные уравнения круговой цилиндрической оболочки с переменной толщиной стенки, к интегрированию которой сводится расчет конической втулки, соответствует дифференциальному уравнению балки с переменным поперечным сечением, лежащей на упругом основании с переменным коэффициентом жесткости. Эта аналогия была использована для вычисления на ЭВМ коэффициентов податливости конических втулок и изгибающих моментов в их вершинах [5, 9]. Полученные таким образом коэффициенты податливости применены при построении графиков рис. 33 и рис. 34. Изгибающие моменты M_m , M_Q даны в табл. 5—8 с учетом, что для втулок с одним уклоном конической части длиной $L_{вт} : i = (s_n - s)/L_{вт}$ и с одинаковыми отношениями s_n/s и s/D_v равны величины M_m и M_Q/s . Нижний предел этих величин в таблицах — 0,01 для наибольшей из них.

Таблица 8. ИЗГИБАЮЩИЕ МОМЕНТЫ В ВЕРШИНАХ КОНИЧЕСКИХ ВТУЛОК С УКЛОНОМ $i=1$ И ОТНОШЕНИЕМ $s_n/s=2,0$

s/D_v , ϕ	M_Q/s	M_m
0,004	-0,831	0,982
0,005	-0,816	0,977
0,010	-0,757	0,959
0,020	-0,694	0,923
0,026	-0,664	0,909
0,030	-0,650	0,900
0,036	-0,624	0,882
0,040	-0,608	0,872
0,050	-0,575	0,852
0,075	-0,498	0,804
0,100	-0,450	0,765
0,125	-0,431	0,729
0,150	-0,412	0,700
0,175	-0,393	0,678
0,200	-0,375	0,662

Положительные направления усилий M_0 , M_m , M_Q в кгс и Q_0 в кгс/см показаны на рис. 32.

Попытка точно определить $s_{экр}$ путем приравнивания соответствующих коэффициентов податливости конической втулки и цилиндрической оболочки с постоянной толщиной стенки не приводит к положительному результату. Таким путем, полагая неизменными упругие постоянные материала, получают три уравнения с одним неизвестным $s_{экр}$, т. е. приходят к неопределенному решению. Принципиальная возможность приближенного определения $s_{экр}$ следует из того, что край конической втулки фланца с достаточной точностью удовлетворяет зависимости, справедливой для края полубесконечной цилиндрической оболочки с постоянной толщиной стенки [5],

$$\sqrt{k_{11}k_{22}} = 1,41k_{12}. \quad (31)$$

Для конических втулок стандартных фланцев относительная погрешность равенства (31) мала — не превышает 7%, т. е. такие конические втулки можно заменять втулками с постоянной толщиной стенки $s_{экр}$.

Для конических втулок фланцев величину $s_{экр}$ определяют из условия, что основание втулки поворачивается, не перемещаясь, в радиальном направлении.

Зависимость между $s_{экр}$ и коэффициентами податливости края конической втулки, если последние и коэффициенты податливости края цилиндрической оболочки с толщиной стенки $s_{экр}$ вычислены при одинаковых значениях E и ν , а именно: $E = 2,0 \cdot 10^6$ кгс/см² и $\nu = 0,3$, следующая [5], [6]:

$$s_{экр} = \sqrt[5]{\frac{2,25}{10^{12}} \left(\frac{k_{11}}{k_{11}k_{22} - k_{12}^2} \right)^2 D_{ср}}, \quad (32)$$

где $D_{ср} = 2r$ — диаметр срединной поверхности цилиндрической оболочки с толщиной стенки $s_{экр}$, т. е. зависящей от $s_{экр}$. Следовательно, для определения $s_{экр}$ выражение (32) необходимо записать в форме уравнения пятой степени, учитывая, что $D_{ср} = D_{в.ф} + s_{экр}$. Как известно, уравнение пятой степени можно решить лишь приближенно. Удобнее воспользоваться методом последовательных приближений, который позволяет, меняя величину $D_{ср}$, определить нужный нам действительный корень уравнения. С этой целью в выражении (32) полагаем $D_{ср} = D_{в.ф}$ и записываем его так:

$$s_{экр} = s\gamma, \quad (33)$$

где γ — коэффициент пропорциональности, в первом приближении равный

$$\gamma \approx \gamma_1 = \sqrt[5]{\frac{2,25}{10^{12}} \left(\frac{k_{11}}{k_{11}k_{22}s^2 - k_{12}^2s^2} \right)^2 \frac{D_{в.ф}}{s}}. \quad (34)$$

Для определения второго приближения γ вычисляем $s_{экр1}$, соответствующую γ_1 , и находим: $D_{ср1} = D_{в.ф} + s_{экр1}$. Затем, умножая выражение (34) на отношение $\sqrt[5]{\frac{D_{ср.1}}{D_{в.ф}}}$, определяем γ во

втором приближении γ_2 . Вычислительные операции при определении третьего приближения отличаются лишь тем, что выражение (34) в форме, отвечающей второму приближению, умножается на

отношение $\sqrt[5]{\frac{D_{ср.3}}{D_{ср.2}}}$ и т. д., до получения приемлемо точного

значения γ . Величина γ_3 , соответствующая третьему приближению, отличается от величины γ_5 , соответствующей пятому приближению, не более чем на 1%, т. е. $\gamma_3 \approx \gamma_5$. Величина γ , найденная в третьем приближении, оказывается больше найденной в первом приближении. Эта последняя погрешность увеличивается с увеличением отношения $s/D_{в.ф}$, достигая 8%, причем практически не зависит от уклона конической части втулки i и отношения s_n/s . Заметим, что величины γ и $s_{экр}$ не зависят от упругих постоянных E, ν .

Выражение (33) позволяет построить график с помощью данных табл. 6—9 [9]. По оси ординат графика (рис. 33) отложены значения $\gamma = \gamma_3$, по оси абсцисс — отношения $s/D_{в.ф}$, охватывающие все практически встречающиеся размеры конических втулок фланцев. Каждой кривой на поле графика отвечает свое отношение s_n/s и величина уклона конической втулки i . Всего этих отношений восемь: 1,5; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8, а величин уклонов — четыре: $1; \frac{1}{2,5}; \frac{1}{3}; \frac{1}{5}$. Три кривые с одним отношением s_n/s и тремя величинами i , равными $\frac{1}{2,5}; \frac{1}{3}$ и $\frac{1}{5}$, образуют одну группу. Из соображений удобства компоновки графика ось абсцисс для кривой $i = 1, s_n/s = 2$ поднята относительно оси абсцисс графика на отметку $\gamma = 1,7$. Для этой кривой на уровне отметки $\gamma = 1$.

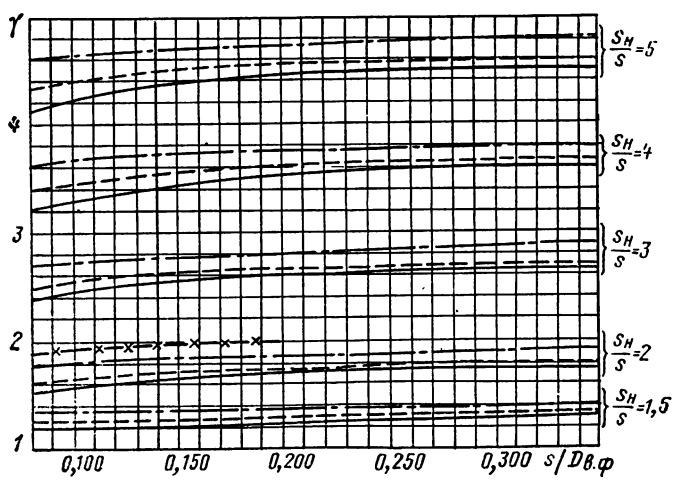
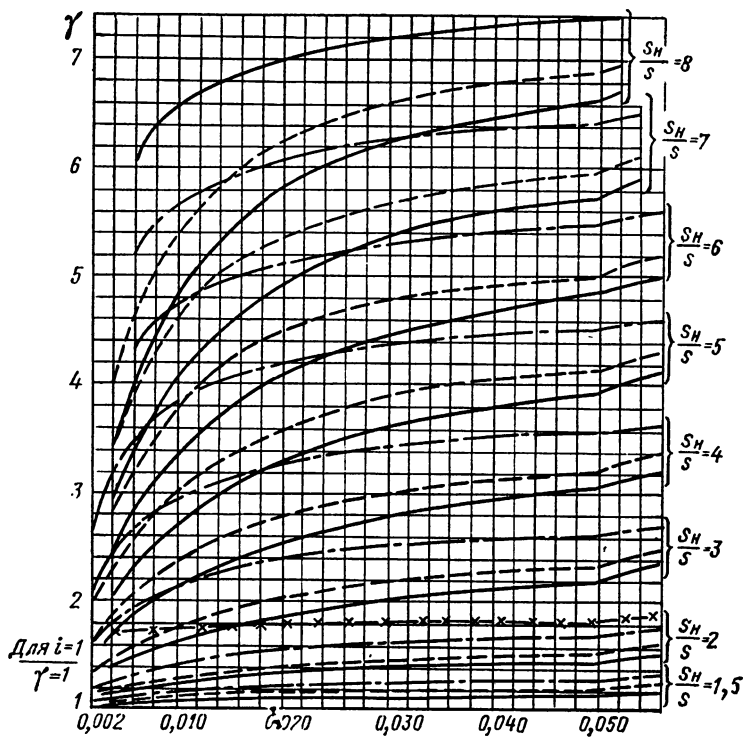


Рис. 33. К определению коэффициента γ :
 -X-X- $i=1$; — $i=1/2,5$; - - - $i=1/3$; - · - · $i=1/5$

Интерполяция для промежуточных значений s_n/s , i выполняется непосредственно на графике. Относительная погрешность такой интерполяции вместе с величиной относительной погрешности снимаемых значений γ не превышает 5%.

Можно определить $s_{\text{экв}}$ из условия, что основание конической втулки перемещается в радиальном направлении, не поворачиваясь. График для определения соответствующего γ' , аналогичный графику на рис. 33, можно найти в монографии [9].

Толщина стенок $s'_{\text{экв}} s \gamma'$ больше $s_{\text{экв}}$. Расхождение возрастает с увеличением отношения $s/D_{\text{в.ф}}$ в пределах этого отношения, указанных на графике рис. 33, достигает 33% и мало зависит от уклона конической втулки i , а также от отношения s_n/s .

Деформация втулки фланца определяется в основном угловым перемещением его кольца (см. п. 8), поэтому при расчете фланцев следует пользоваться величиной $s_{\text{экв}}$.

Оценим влияние сдвиговых деформаций на упругие свойства конических втулок, т. е. ответим в первом приближении на вопрос, какая коническая втулка может рассматриваться как тонкостенная оболочка.

Пусть балка, рассматриваемая вместо втулки фланца, имеет постоянное поперечное сечение высотой $s_{\text{экв}}$. Для таких балок можно показать, что если отношение коэффициента жесткости упругого основания к модулю нормальной упругости материала балки мало по сравнению с единицей, то при оценке упругих свойств балки сдвиговыми деформациями можно пренебрегать [9].

Для рассматриваемой балки коэффициент жесткости упругого основания

$$c_{\text{вт}} = \frac{1}{k_{\text{вт}}} = \frac{E s_{\text{экв}}}{r^2},$$

а его отношение к модулю упругости

$$\frac{s_{\text{экв}}}{r^2} \approx \frac{s_{\text{экв}}}{(0,5 D_{\text{в.ф}})^2}.$$

Для обычно применяемых втулок, у которых $2s_{\text{экв}}/D_{\text{в.ф}} = 0,01 \div 0,30$, величина отношения мала (0,0001—0,06). Следовательно, такие втулки можно рассматривать как тонкостенные оболочки.

Податливость защемления втулки в кольце фланца и приведенная толщина стенки втулки

Учет податливости защемления втулки в кольце фланца относится (см. п. 1) к таким задачам теории упругости, решение которых еще не получено главным образом вследствие математических затруднений. Приближенное решение сводится к определению приведенной толщины стенки втулки $s_{\text{пр}}$. Приведенной называется толщина стенки втулки с внутренним диаметром $D_{\text{в.ф}}$ меньшая эквивалентной толщины, т. е. $s_{\text{пр}} < s_{\text{экв}}$. Втулка с приведенной толщиной стенки оказывает на кольцо фланца такое же подкрепляющее действие, как коническая втулка, при условии,

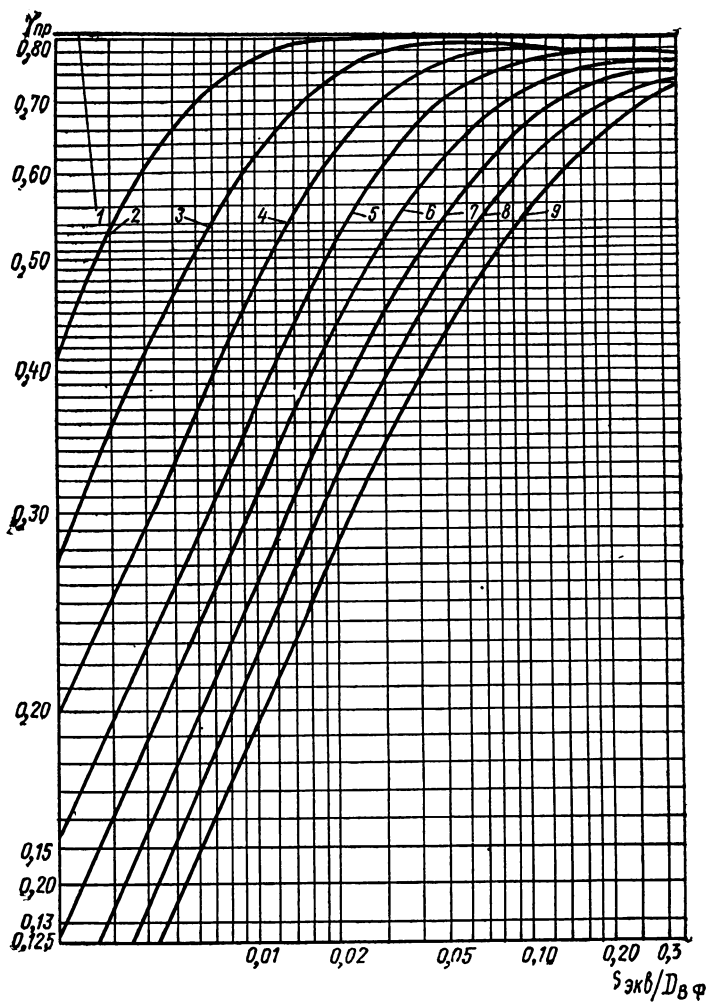


Рис. 34. К определению коэффициента γ_{np} :

1— $s_{эKB}/b=0$; 2—0,2; 3—0,3; 4—0,4; 5—0,5; 6—0,6; 7—0,7; 8—0,8;
9— $s_{эKB}/b=0,9$

что основание втулки с толщиной стенки $s_{\text{пр}}$ жестко зашпемлено в кольце фланца.

Определим $c_{\text{пр}}$. Пользуясь, как и при определении $s_{\text{экр}}$, соответствием дифференциальных уравнений цилиндрической оболочки и балки, лежащей на упругом основании, будем рассматривать втулку модели фланца (рис. 1) как балку, состоящую из двух частей 1, 2. Коэффициент жесткости основания c части 1 балки равен

$$c = \frac{1}{\lambda_{\text{вт}}} + \frac{1}{\lambda_{\text{к}}} = \frac{\lambda_{\text{вт}} + \lambda_{\text{к}}}{\lambda_{\text{вт}}\lambda_{\text{к}}},$$

где $\lambda_{\text{вт}}$ — коэффициент податливости упругого основания части 1 без упругих связей λ , равный $\lambda_{\text{вт}} = r^2/E s_{\text{экр}}$; здесь r — средний радиус втулки; $\lambda_{\text{к}}$ — коэффициент податливости упругих связей λ , равный

$$\lambda_{\text{к}} \approx (0,5 D_{\text{в. ф}} + s_{\text{экр}}) \left(\frac{\alpha + 1}{\alpha - 1} + \nu \right),$$

где $\alpha = \frac{D_{\text{н. ф}}^2}{4 (0,5 D_{\text{в. ф}} + s_{\text{экр}})^2}$. Полученное выражение есть радиальное перемещение внутренней поверхности цилиндра 3 от внутреннего давления 1 кгс/см².

Просуммируем k_{11} , k_{22} , k_{12} с k''_{11} , k''_{22} , k''_{12} — аналогичными коэффициентами податливости верхнего края части 1 балки, т. е. припишем их части 2. Суммарные коэффициенты податливости части 2 будут: $k_{11_0} = k_{11} + k''_{11}$, $k_{22_0} = k_{22} + k''_{22}$, $k_{12_0} = k_{12} + k''_{12}$

Приведенную толщину стенки $s_{\text{пр}}$ представим так

$$s_{\text{пр}} = \gamma_{\text{пр}} s_{\text{экр}}, \quad (35)$$

где аналогично выражению (33) коэффициент пропорциональности $\gamma_{\text{пр}} < 1$:

$$\gamma_{\text{пр}} = \sqrt[5]{\frac{2,25}{10^{12}} \left(\frac{k_{11_0}}{k_{11_0} k_{22_0} s_{\text{экр}}^2 - k_{12_0}^2 s_{\text{экр}}^2} \right)^2 \frac{D_{\text{в. ф}}}{s_{\text{экр}}}}. \quad (36)$$

Коэффициент $\gamma_{\text{пр}}$ удобно определять по графику на рис. 34. График построен для отношения $\frac{s_{\text{экр}}}{0,5 (D_{\text{н. ф}} - D_{\text{в. ф}})} = \frac{1}{6}$, но применим и при большей величине этого отношения.

8. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Формулы для расчета круглых цельных фланцев

Эти формулы выведены на основании следующих отправных положений. Усилия M_0 , Q_0 , заменяющие связи между кольцом и втулкой цельного фланца (рис. 35), определяют по методу сил. Канонические уравнения метода сил:

$$\left. \begin{aligned} k_{11_0} Q_0 - k_{12_0} M_0 &= \delta; \\ -k_{21_0} Q_0 + k_{22_0} M_0 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

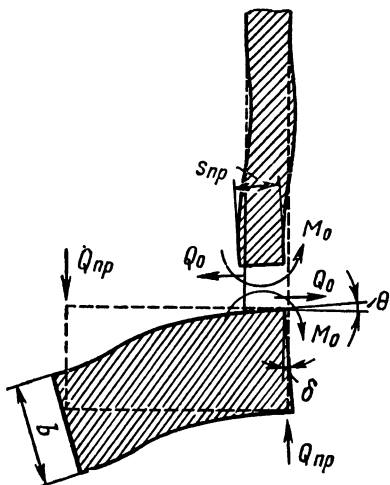
где радиальное перемещение внутреннего края кольца равно

$$\delta = \theta \frac{b}{2}, \quad (38)$$

θ — угол поворота нормали к срединной поверхности кольца близ его внутреннего края.

Формулы для определения напряжений не содержат модуля упругости материала. Модуль упругости входит в выражения для определения перемещений. Коэффициент Пуассона принят равным $\nu = 0,3$.

Решив уравнения (37) с учетом зависимости (38), находим



$$\left. \begin{aligned} M_0 &= \theta \frac{0,5bk_{12_0} + k_{11_0}}{k_{11}k_{22} - k_{12}^2}; \\ Q_0 &= \theta \frac{0,5bk_{22} + k_{12_0}}{k_{11_0}k_{22} - k_{12}^2}. \end{aligned} \right\} (39)$$

Угол θ определяем, пользуясь методом наложения, как разность углов поворота на внутреннем крае кольцевой пластинки при ее изгибе по схемам (рис. 26).

$$\theta = \frac{Q_{пр} D_{н.ф}}{2D} A - \frac{(M_0 + Q_0 \frac{b_p}{2}) D_{н.ф}}{2D} B, \quad (40)$$

Рис. 35. Основная система для расчета фланца по методу сил

где $Q_{пр}$ — приведенная нагрузка болтов,

$$\begin{aligned} D &= \frac{Eb_p^3}{12(1-\nu^2)}; \\ \left. \begin{aligned} A &= \frac{1}{4\pi} \left[\frac{1}{\alpha(1+\nu)} + \frac{2\alpha \ln \alpha}{(1-\nu)(\alpha^2-1)} \right]; \\ B &= \frac{1}{\alpha^2-1} \left[\frac{1}{(1+\nu)\alpha^2} + \frac{1}{1-\nu} \right]; \end{aligned} \right\} (41) \\ \alpha &= D_{н.ф}/D_{в.ф}, \end{aligned}$$

A, B — коэффициенты, которые определяются с помощью графиков на рис. 36 и 37.

С учетом выражений (39) формуле угла поворота (40) можно придать вид

$$\theta = \frac{Q_{пр} C}{2E}, \quad (42)$$

где

$$C = \frac{AD_{н. \phi}}{D' + 0,5LBD_{н. \phi}}. \quad (43)$$

Внося выражения (42 и 43) в формулы (39), получаем:

$$\left. \begin{aligned} M_0 &= \frac{Q_{пр}C}{2F}; \\ Q_0 &= \frac{Q_{пр}C}{2K}. \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

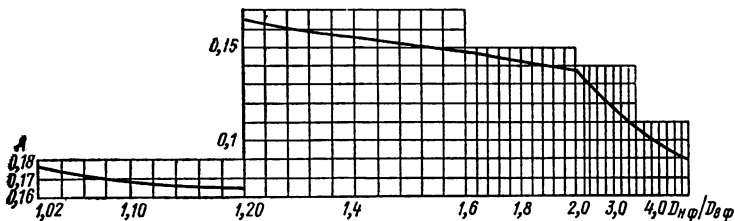


Рис. 36. Коэффициент А

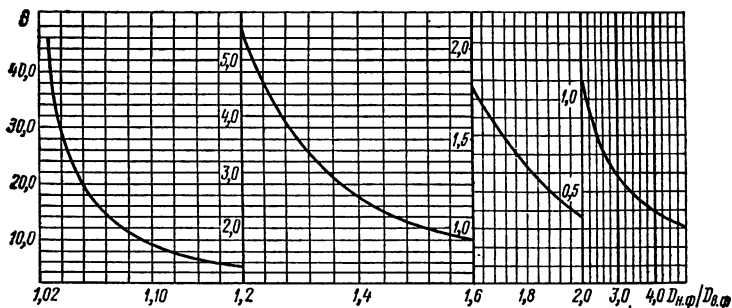


Рис. 37. Коэффициент В

Выражения L , F , K можно представить в виде [6, 9]:

$$\left. \begin{aligned} L &= \left(0,779 \Gamma + \frac{0,644}{\Gamma} b_p^2 + b_p \right) \frac{s_{пр}^2}{1,65 D_{ср}}; \\ F &= \frac{3,30 D_{ср}}{(b_p + 1,56 \Gamma) s_{пр}^2}; \\ K &= \frac{5,45 D_{ср}}{\left(4,25 \frac{b_p}{\Gamma} + 3,30 \right) s_{пр}^2}, \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

где $\Gamma = \sqrt{0,5 D_{ср} s_{пр}}$. (46)

Формула наибольшего изгибного напряжения в кгс/см² в основании втулки

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_0}{W} = \frac{3Q_{\text{пр}}C}{s_n^2 F}. \quad (47)$$

Входящие в формулу (47) величины определяются по выражениям: M_0 — по первому (44), C — (43), F — по второму (45); $W = s_n^2/6$ — момент сопротивления поперечного сечения основания втулки, отнесенный к единице длины средней окружности основания.

Формула наибольшего изгибного напряжения в вершине конической части втулки

$$\sigma'_{\text{изг}} = \frac{6M_{\text{вт}}}{s^2}, \quad (48)$$

где $M_{\text{вт}}$ — изгибающий момент в вершине конической части втулки,

$$M_{\text{вт}} = M_M M_0 - M_Q Q_0. \quad (49)$$

Величины M_M и M_Q берутся из табл. 5—8.

Наибольшим кольцевым напряжением на внутренней цилиндрической поверхности кольца фланца является напряжение сжатия.

Основываясь на первой гипотезе прочности, т. е. гипотезе наибольшего напряжения, определяем наибольшее кольцевое напряжение

$$\sigma_{\text{к}} = - \frac{E e_{\text{к}}}{1 - \nu^2}.$$

Заменив относительную деформацию кольцевого волокна выражением

$$e_{\text{к}} = \theta b / D_{\text{в. ф}},$$

получаем

$$\sigma_{\text{к}} = - \frac{E \theta b}{(1 - \nu^2) D_{\text{в. ф}}}, \quad (50)$$

или, учтя выражение (42) и опустив отрицательный знак,

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{пр}} b C}{1,82 D_{\text{в. ф}}}. \quad (51)$$

Переходя к определению радиального напряжения, преобразуем выражение (22), заменив M_0 и Q_0 их выражениями (44). В результате получаем

$$M'_0 = \frac{Q_{\text{пр}} C L}{2}. \quad (52)$$

Радиальное напряжение в кольце фланца может превышать кольцевое напряжение при $D_{\text{н. ф}} / D_{\text{в. ф}} > 2$. Формулу этого напряжения, наибольшего близ втулки, получим, воспользовавшись принципом наложения,

$$\sigma_r = \frac{Q_{\text{пр}}}{b^2} R + \frac{Q_{\text{пр}} C}{2b^2} L R_1,$$

или

$$\sigma_r = Q_{\text{пр}} \frac{R + 0,5CLR_1}{b^2}, \quad (53)$$

где в соответствии с теорией изгиба кольцевых пластинок:

$$\left. \begin{aligned} R &= -\frac{3}{2\pi} (1 + \nu) \left[\ln x - \frac{x^2 - 1}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{\alpha}{x} \right)^2 \ln \alpha \right] \\ R_1 &= \frac{6}{\alpha^2 - 1} \left[\left(\frac{\alpha}{x} \right)^2 - 1 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

Здесь

$$x = D_{\text{м}}/D_{\text{в. ф.}}$$

Прогиб w кольца цельного фланца определяют по формуле

$$w = 0,5Q_{\text{пр}}C \frac{D_1 - D_2}{2E}, \quad (55)$$

где C определяется по выражению (43).

В кольце плоского приварного фланца напряжения определяют по ф-лам (51), (53) без учета податливости защемления втулки в кольце фланца (см. п. 5); напряжение во втулке не определяют (см. п. 13 и 23).

Для подтверждения правомерности члена (38) в уравнениях (37) определялись напряжения σ_1 изг., σ_k с учетом члена (38) и напряжения σ_1^0 изг., σ_k^0 при $\delta = 0$ для фланцев с $s_{\text{пр}} = 0,3 b$, $D_{\text{в. ф}} = 100$ мм, $b = 20 \div 40$ мм и $D_{\text{в. ф}} = 1000$ мм, $b = 20 \div 100$ мм. Отношение σ_1 изг./ σ_1^0 изг. в первом случае изменялось соответственно от 1,1 до 1,4; во втором — от 1,01 до 1,06; а отношение σ_k/σ_k^0 в первом случае — от 0,74 до 0,65; во втором — от 0,82 до 0,69. Как видим, членом (38) пренебрегать не следует.

Формулы для расчета свободных фланцев

Формулы для определения напряжений в наконечниках свободных фланцев такие же, как и для цельных фланцев, однако без учета податливости защемления втулки в бурте наконечника.

Для кольца свободного фланца наибольшим является напряжение растяжения на его внутренней цилиндрической поверхности. Исключив из знаменателя выражения (43) член, содержащий L , из формулы (51) получаем

$$\sigma_k = \frac{Q_{\text{пр}}Ab}{1,82D'} \cdot \frac{D_{\text{н. ф}}}{D'_{\text{в. ф}}} = 6Q_{\text{пр}} \frac{A}{b^2} \frac{D_{\text{н. ф}}}{D'_{\text{в. ф}}}. \quad (56)$$

Приравняв в формуле (43), входящей в формулу (42), $L = 0$, получим

$$\theta = \frac{Q_{\text{пр}}AD_{\text{н. ф}}}{2D'E_{\text{ф}}}. \quad (57)$$

Прогиб кольца свободного фланца

$$w = 0,5\theta (D_1 - D'_{в. ф}), \quad (58)$$

где θ определяется по формуле (57).

9. ВЫБОР ШАГА БОЛТОВ

Сосредоточенные силы Q' (рис. 38), передающиеся от болтов кольцам фланцев, вызывают неравномерный по окружности прогиб этих колец. В зависимости от шага болтов, толщины кольца, размера и конструкции фланца этот неравномерный прогиб

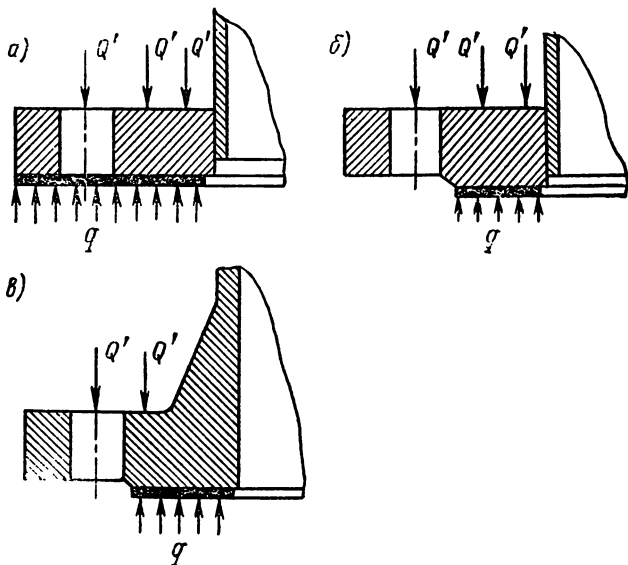


Рис. 38. Нагрузки болтов Q' и реакция прокладки q для фланцев различной конструкции

может привести к столь неравномерной передаче давления на прокладку, что будет затруднительно уплотнить фланцевое соединение.

Разделим фланцы на две группы: в первой (рис. 38, а, б) рассматриваемый неравномерный изгиб колец может иметь практическое значение, во второй (рис. 38, в)—заведомо не может ввиду того, что большая часть прокладки располагается под втулкой.

Поставленная задача сводится к определению разности прогибов, измеренных в двух точках кольца фланца, лежащих на одной окружности: в первой — на радиусе, проходящем через ось болта; во второй — на радиусе, проходящем посредине между болтами; θ — центральный угол между этими радиусами.

Решение этой задачи дано в малоудобной форме [39]. Поэтому будем следовать решению, изложенному в п. 27 работы [5], и введя обозначения: r — текущий радиус $D_{в. \phi} \leq 2r \leq D_1$, $\xi = \frac{2r}{D_1}$ и $\lambda = \frac{D_{в. \phi}}{D_1}$, получим следующее выражение разности прогибов кольца фланца на радиусе между болтами при $\xi = 1$:

$$\Delta w'_{\max} = \frac{D_1^2 Q'}{16\pi D} \sum_{n=1}^{\infty} \left[0,5z\lambda^{2zn} \left(\frac{\lambda^2}{zn+1} + \frac{\lambda^{-2}}{zn-1} - \frac{2}{zn} \right) - \frac{1}{(zn)^2 - 1} \frac{1}{n} \right] (\cos n\pi - 1). \quad (59)$$

Число n может быть только целым положительным. При четных значениях n всегда $\cos n\pi - 1 = 0$, следовательно, $\Delta w'_{\max} = 0$; а при нечетных — всегда $\cos n\pi - 1 = -2$ и формула (59) принимает вид:

$$\Delta w'_{\max} = \frac{D_1^2 Q'}{8\pi D} \sum_{n=1,3,5}^{\infty} \left[\frac{z}{2} \lambda^{2zn} \left(\frac{2}{zn} - \frac{\lambda^2}{zn+1} - \frac{\lambda^{-2}}{zn-1} \right) + \frac{1}{(zn)^2 - 1} \frac{1}{n} \right]. \quad (60)$$

Обозначив

$$A_0 = \sum_{n=1,3,5}^{\infty} \left[\frac{z}{2} \lambda^{2zn} \left(\frac{2}{zn} - \frac{\lambda^2}{zn+1} - \frac{\lambda^{-2}}{zn-1} \right) + \frac{1}{(zn)^2 - 1} \frac{1}{n} \right], \quad (61)$$

перепишем выражение (60) так:

$$\Delta w'_{\max} = A_0 \frac{D_1^2 Q'}{8\pi D}. \quad (62)$$

Наибольшая разность прогибов кольца фланца в месте расположения прокладки определяется по формуле

$$\Delta w_{\max} = \Delta w'_{\max} \frac{D_{н0} - D_{н3}}{2(D_1 - D_2)} = \Delta w' \frac{t_3}{D_1 - D_2}, \quad (63)$$

На рис. 39 показаны значения коэффициента A_0 , определенного по формуле (61), в зависимости от λ и числа болтов для колец фланцев по ГОСТ 1234—67.

Из рис. 39 видно, что наибольшее значение коэффициент A_0 имеет для фланцев с числом болтов равным 4. При увеличении числа болтов значение коэффициента A_0 падает.

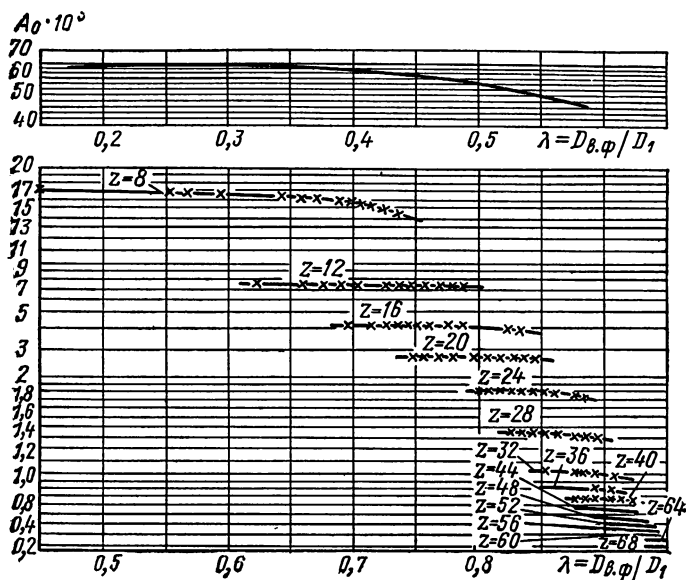


Рис. 39. Коэффициент A

Снижение удельного давления на прокладку фланцевого соединения Δq в кгс/см², вызванного прогибами колец фланцев между болтами, определяется по формуле:

$$\Delta q = \frac{2\Delta w_{\max}}{b_0} E_0. \quad (64)$$

Пример расчета приведен в п. 37.

10. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ВО ФЛАНЦАХ ОТ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

Напряжения во фланце от внутреннего давления как поверхностной нагрузки являются дополнительными.

Внутреннее давление вызывает перемещения втулки и кольца фланца и, следовательно, дополнительную деформацию фланца.

Вызванные внутренним давлением радиальное $w_{вг}$ и угловое $\theta_{вг}$ перемещения основания конической втулки (рис. 40, а):

$$w_{вг} = \frac{(D_{в.ф} + s_H)^2}{4Es_H} p; \quad (65)$$

$$\theta_{вг} = \frac{(D_{в.ф} + s_H)^2 i}{4Es_H^2}. \quad (66)$$

Формулы (65) и (66) получены для расчетной модели конической втулки (рис. 40, б) путем решения частного интеграла

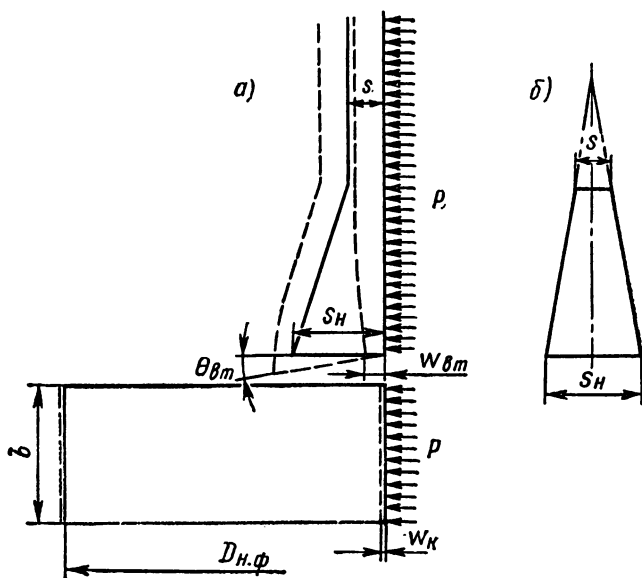


Рис. 40. К расчету фланца на внутреннее давление: а—перемещения частей фланца; б—расчетная модель втулки

дифференциального уравнения и применимы к втулкам с $i \leq 1/2,5$ [9].

Радиальное перемещение точек внутренней поверхности кольца фланца w_k (рис. 40, а), как толстостенного цилиндра, равно

$$w_k = \frac{D_{в.ф}}{2E(D_{н.ф}^2 - D_{в.ф}^2)} [(1 - \nu) D_{в.ф}^2 + (1 + \nu) D_{н.ф}^2] p. \quad (67)$$

Свободные члены уравнений (37), представляющие линейное δ' и угловое θ' перемещения основания втулки относительно

внутреннего края кольца фланца, с учетом перемещений (65), (66) и (67) равны:

$$\left. \begin{aligned} \delta' &= 0,5b\theta_k - w_{вт} + w_k; \\ \theta' &= \theta_k - \theta_{вт}, \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

где θ_k — угол поворота внутреннего края кольца фланца при дополнительной деформации фланца.

Решив уравнения (37) со свободными членами (68), получим выражения M'_0, Q'_0 . Заменяя далее коэффициенты перемещений их выражениями, где положим $s = s_{пр}$, найдем:

$$\left. \begin{aligned} M'_0 &= \frac{Es_{пр}^2}{5,47D_{ср}} [(2,57 + 1,65b)\theta_k - 2,57\Gamma\theta_{вт} + 3,3(w_k - w_{вт})]; \\ Q'_0 &= \frac{Es_{пр}^2}{5,47D_{ср}\Gamma} [(3,3\Gamma + 4,25b)\theta_k - 3,3\Gamma\theta_{вт} + 8,5(w_k - w_{вт})]. \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

Здесь величина Γ определена выражением (46).

Подставив выражения (69) в формулу (40), в которой нужно положить приведенную нагрузку болтов $Q_{пр} = 0$, а $\theta' = \theta_k - \theta_{вт}$, найдем

$$\theta_k = \frac{\left[(2,57\Gamma + 1,65b)\Gamma + \frac{D_{ср}b^3\Gamma}{D_{н.ф}s_{пр}^2B} \right] \theta_{вт} - (3,3\Gamma + 4,25b)(w_k - w_{вт})}{\frac{D_{ср}b^3\Gamma}{D_{н.ф}s_{пр}^2B} + 2,57\Gamma^2 + 3,3b\Gamma + 2,125b^2}. \quad (70)$$

Пользуясь полученными выражениями перемещений по первой формуле (69), определим величину M'_0 , а затем найдем дополнительное изгибное напряжение во втулке

$$\sigma_{1 изг}^p = \frac{6M'_0}{s_n^2}. \quad (71)$$

Дополнительное кольцевое напряжение в кольце фланца определяется по формуле (50):

$$\sigma_k^p = \frac{E\theta_k b}{(1 - \nu^2) D_{в.ф}}. \quad (72)$$

Выборочные расчеты фланцев по ГОСТ 1233—67 с присоединительными размерами по ГОСТ 1234—67 показали, что для фланцев с коническими втулками дополнительные напряжения от давления рабочей среды в общем случае не превышают 5% от величины допускаемого для фланца напряжения, а для фланцев на $P_y > 25$ кгс/см² составляют менее 5%. Для стальных плоских приварных фланцев большого диаметра эти дополнительные напряжения в предположении $\theta_{вт} = 0$ достигают 10% от величины допускаемого напряжения.

11. БУГЕЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Силовой многоугольник в точке O окружности контакта между щекой бугеля и буртом наконечника (рис. 41) состоит из векторов: OA — половины части нагрузки болтов в данном радиальном сечении соединения, OC — касательной, составляющей вектора OA , OD — силы давления на прокладку, нормальная составляющая которой

$$OD' = OD \cos \beta = OA \sin \beta \cos \beta = \frac{1}{2} OA \sin 2\beta. \quad (73)$$

где β — половина угла раствора бугеля.

При $\beta = 25^\circ$, согласно ф-ле (7), $OD' = 0,38 OA$, т. е. сила давления на прокладку существенно меньше вызвавшей ее части нагрузки болтов. Сила внутреннего давления и внешний изгибающий момент уравновешиваются силами упругости бугеля при деформации последнего, не нарушающей плотности затвора.

Наконечник бугельного соединения рассчитывают как наконечник свободного фланца (см. п. 8). При этом трапецевидное радиальное сечение бурта заменяется прямоугольным, как показано на рис. 41 пунктиром. Так же с погрешностью в сторону запаса исправляются возможные неправильности формы втулки наконечника. Для бугеля затруднительно подобрать удобную расчетную модель, поэтому его расчет на прочность носит приближенный характер, с погрешностью в сторону запаса. Прочность бугеля оценивают по его радиальному сечению между полками для болтов, полагая, что в плоскости этого же сечения действует внешний изгибающий момент.

Определяется изгибное напряжение: в основании щеки бугеля

$$\sigma_{щ} = \frac{6q_{щ}l_{щ}}{s_{щ}^2}; \quad (74)$$

в стыке щеки с перемычкой

$$\sigma_{щп} = \frac{6q_{щ}(l_{щ} + 0,5s_{пб})}{s_{пб}^2}. \quad (75)$$

Здесь $l_{щ}$ — высота щеки бугеля; $s_{щ}$ — толщина щеки в ее основании; $s_{пб}$ — толщина перемычки; $q_{щ}$ — интенсивность нагрузки,

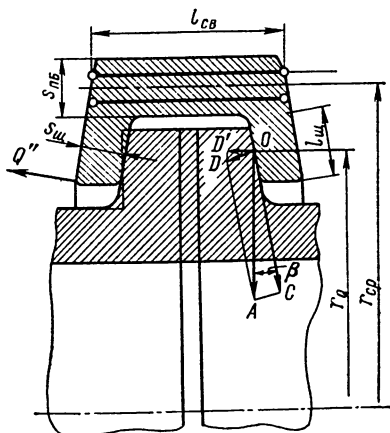


Рис. 41. Расчетная схема бугельного соединения

распределенной по фактическому внутреннему краю щеки

$$q_{\text{щ}} = Q''/L, \quad (76)$$

где Q'' — нагрузка на щеку

$$Q'' = [0,5Q_{\text{зат}} \sin \beta + (P + Q''_M) \cos \beta] \frac{r_{\text{вб}}}{r_Q}, \quad (77)$$

причем $Q_{\text{зат}}$ — нагрузка болтов; см. ф-лу (138), либо, если M не задано, то $Q_M = 0,1 P$; L — фактическая длина края щеки бугеля радиусом $r_{\text{вб}}$.

Нагрузка на прокладку (см. рис. 41)

$$Q_Q = 0,5Q_{\text{зат}} \sin \beta \cos \beta = 0,25Q_{\text{зат}} \sin 2\beta. \quad (78)$$

В перемычке бугеля определяется суммарное напряжение растяжения

$$\sigma_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{зат}}}{F_{\text{пб}} + 2l_{\text{щ}}s_{\text{щ}}}, \quad (79)$$

где $F_{\text{пб}} = s_{\text{бп}}l_{\text{св}}$ — площадь радиального сечения перемычки. Толщина перемычки должна быть достаточной для закрепления щек бугеля. Ее ширина определяется конструктивными соображениями. Полки для болтов усиливают настолько, чтобы не передавать на бугель заметных изгибных деформаций.

Запасы прочности для наконечника бугельного соединения (см. п. 13). Запас прочности относительно предела текучести для щек бугеля — 1,5, для перемычки бугеля при расчете на растяжение — 1,2.

12. ШТУЦЕРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Основы расчета даны для штуцерных соединений с плоскими уплотнительными поверхностями с диаметром до 50 мм, не стандартизированных и подчиняющихся расчетной оценке (рис. 18). Прочные размеры штуцерных соединений других конструкций определяют опытно-конструкторским путем (см. п. 2).

Расчет прочности распространяется на бурт гайки и наконечник (рис. 18). К бурту гайки применима методика расчета фланцев со следующими тремя изменениями.

1. Поскольку бурт гайки расположен внутрь корпуса, а не наружу его, как кольцо фланца, то коэффициенты A , B в формуле (43) заменяют, соответственно, на A_2 , B_2 :

$$A_2 = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{\ln \alpha}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{1 + \nu}{1 - \nu} + \alpha^2 \right) - \ln \alpha + \frac{1}{1 + \nu} \right];$$

$$B_2 = \frac{1}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{\alpha^2}{1 + \nu} + \frac{1}{1 - \nu} \right),$$

где обозначения те же, что и в формулах (41), с учетом, что

$$D_{\text{н. ф}} = D_{\text{н. б}}, \quad D_{\text{в. ф}} = D_{\text{в. б}}.$$

Коэффициент A_2 получен для кольцевой пластинки, опертой по наружному краю с равномерной поперечной нагрузкой на вну-

треннем крае; B_2 — к той же пластинке, но опертой по внутреннему краю с равномерной нагрузкой моментами на этом же крае.

2. Коэффициенты A_2 , B_2 определяют по графикам (рис. 42 и 43). В формуле (43) $D_{н. ф}$ заменяется на $D_{вб}$, в формуле (47) s_n

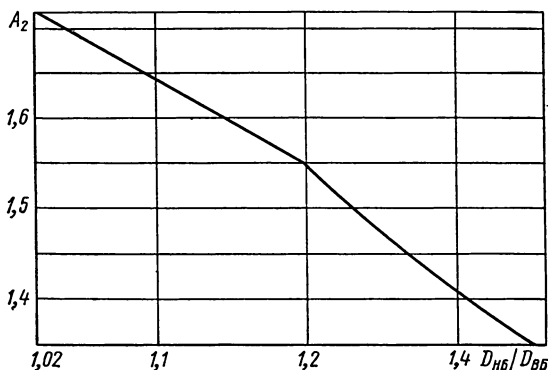


Рис. 42. Коэффициент A_2

на s — толщину стенки корпуса гайки без учета выкружки в ней, а в формуле (51) $D_{в. ф}$ на $D_{вб}$ и b на $b_б$, где $b_б$ — толщина бурта. Замена $D_{н. ф}$ на $D_{вб}$ в формуле (43) имеет целью приближенно

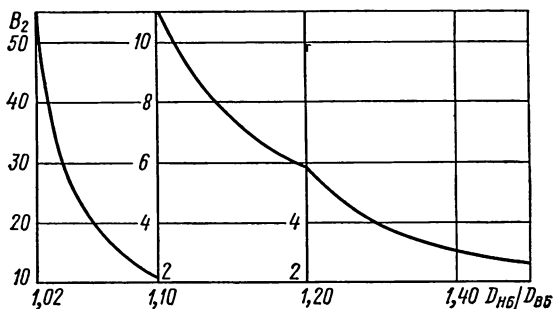


Рис. 43. Коэффициент B_2

учесть влияние растягивающих кольцевых напряжений в бурте на прочность края корпуса гайки.

3. В формулах (42), (47), (51) выражение $Q_{пр}$ следующее:

$$Q_{пр} = \frac{Q(D_{ср} - D_{вб})}{D_{нб} - D_{вб}}, \quad (80)$$

где $D_{ср} = D_{нб} - s$; s — толщина стенки корпуса гайки, Q — нагрузка бурта, распределенная по его внутреннему краю (рис. 44),

равная силе S' , растягивающей корпус гайки, в свою очередь практически равной для штуцерного соединения под внутренним давлением при применении жестких металлических прокладок, — силе затяжки штуцерного соединения S . Эта сила

$$S = P + N + R, \quad (81)$$

где P — сила внутреннего давления, N — внешняя сила растягивающая штуцерное соединение; R — сила давления на прокладку, гарантирующая плотность затвора.

Под действием силы $P + N$ уплотнительные поверхности затвора расходятся на величину $\Delta_{ш}$, равную:

$$\Delta_{ш} = (P + N) (\lambda_{\delta} + \lambda_{г} - \lambda_{н.ш}), \quad (82)$$

где λ_{δ} — коэффициент податливости бурта корпуса гайки; $\lambda_{н.ш}$ — бурта наконечника и штуцера; $\lambda_{г}$ — корпуса гайки без учета бурта.

Плотность затвора сохраняется, если

$$\Delta_{ш} \leq \lambda_0 R, \quad (83)$$

где λ_0 — коэффициент податливости прокладки. Способы вычисления коэффициентов податливости λ_i аналогичны указанным в п. 16. При определении коэффициента податливости $\lambda_{н.ш}$ учитывают сжатие бурта и штуцера.

Из выражений (82), (83) находим

$$R = (P + N) \frac{\lambda_{\delta} + \lambda_{г} - \lambda_{н.ш}}{\lambda_0}. \quad (84)$$

Кроме того,

$$S' = S + \Delta_{ш} \left(\frac{1}{\lambda_{\delta}} + \frac{1}{\lambda_{г}} \right). \quad (85)$$

Прочность бурта гайки оценивают по напряжениям в стыке бурта со стенкой корпуса на его внутренней поверхности, назначая запас прочности согласно п. 13. Расчет наконечника см. п. 8.

При отсутствии выкружки в стенке корпуса гайки, показанной на рис. 18, ее бурт может разрушаться путем среза; разрушающая сила $K = FT$, где F — площадь части внутренней цилиндрической поверхности корпуса гайки с длиной образующей, равной толщине бурта гайки; $T = 0,56 \sigma_T$ — предел текучести при срезе.

Рассматривая изгиб штуцерного соединения, часть силы затяжки Q_m определяют по формуле (118), а наибольшее снижение давления на прокладке — по формуле (119). При оценке напряжений в нарезанной части гайки пользуются исследованиями [27, 33].

13. НОРМАТИВНЫЕ ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

При назначении нормативных запасов прочности для фланцев отправными являются поясняемые ниже положения:

— продольное изгибное напряжение во втулке цельного фланца из пластичного материала, находящегося в составе фланцевого соединения, при превышении им предела текучести материала, не может вызывать разрушения фланца;

— кольцевые и радиальные напряжения в кольце цельного фланца не должны превышать предел текучести материала, поскольку вызываемые ими остаточные деформации приводят к короблению уплотнительной поверхности фланца и, таким образом, к нарушению плотности фланцевого соединения.

Задача о допущении пластических деформаций во втулке цельного фланца является частью общей задачи о допустимости местных пластических деформаций в корпусах сосудов, находящихся под внутренним давлением, и в других инженерных сооружениях из пластичного материала [9].

Во втулках стандартных цельных фланцев, составляющих фланцевые соединения, могут возникать лишь малые пластические деформации, не способные разрушить фланец из пластичного материала. Дальнейшее нарастание деформаций ограничивается смыканием колец по наружным кромкам. Однако при указанном смыкании колец удельное давление на прокладке стандартного фланцевого соединения существенно снижается, поскольку нагрузка болтов распределяется между прокладкой и кромками колец.

Учитывая сказанное, а также погрешности затяжки болтов и неточности расчета, в том числе пренебрежение сопротивлением деформации фланцев [17], величины нормативных запасов прочности относительно предела текучести для цельного фланца из пластичного материала назначают следующими:

для изгибных напряжений в основании конической втулки — 1,2

для кольцевого и радиального напряжений в кольце фланца — 1,5

Расчетными являются наибольшие главные напряжения, определенные по формулам (47), (48), (51), (53), т.е. прочность фланцев оценивают по теории наибольшего нормального напряжения. Сечение, совпадающее с вершиной конической втулки цельного фланца, находящегося в составе фланцевого соединения, которое подвергается действию значительных внешних изгибающих и крутящих моментов, причисляют к обечайке (трубе).

В качестве расчетного изгибного напряжения в основании втулки, определяемого по формуле (47), назначается напряжение растяжения, возникающее на внешней поверхности втулки цельного фланца. Расчетным кольцевым напряжением в кольце цельного фланца является наибольшее кольцевое напряжение сжатия по (51), которое при достижении предела текучести вызывает коробление уплотнительной поверхности фланца при нарастающей деформации. К этому же результату приводит и превышение радиальным напряжением по (53) своей допустимой величины.

Если рабочая температура цельного фланца превышает 400 °С, то его прочность оценивается по наименьшей из двух величин:

запасу прочности по пределу текучести, определенному как указано выше;

запасу прочности по пределу длительной прочности стали (разрушение за 100 000 ч) при растяжении при расчетной температуре. Запас прочности назначается для напряжений в кольце и втулке равным 1,5.

Запас прочности по временному сопротивлению при расчете фланцев из серого чугуна назначает равным 6,0.

Концентрацию напряжений в галтели у основания втулки в расчет не вводят, а снижают эту концентрацию соответствующим выбором радиуса галтели (см. п. 23).

Концентрацию напряжений в отверстиях для болтов не определяют, ввиду допустимости здесь пластических деформаций.

Нормативные запасы прочности для наконечников свободных фланцев такие же, как и для цельных фланцев со втулками.

Нормативный запас прочности для колец свободных фланцев такой же как для втулок цельных фланцев. Этот запас прочности может быть увеличен по условию прочности болтов соединения со свободными фланцами.

Для литых фланцев нормативный запас прочности умножается на коэффициент 1,2.

14. РАСЧЕТ БОЛТОВ

Нагрузка болтов фланцевых соединений статическая. При статической нагрузке работоспособность болтов определяется их сопротивлением пластической деформации [30]. Этому соответствуют два способа расчета болтов фланцевых соединений: на растяжение и на растяжение с кручением.

На растяжение рассчитывают болты фланцевых соединений: низкого давления ($d \leq 30$); высокого давления, когда работоспособность болтов оценивается по пределу длительной прочности; болты из аустенитной стали для работы при низких температурах и, наконец, при предварительном выборе размеров болтов, впоследствии рассчитываемых на растяжение с кручением. Напряжения растяжения

$$\sigma = Q'/f_6. \quad (86)$$

Соответствующие этому напряжению величины запаса прочности по пределу текучести при рабочей температуре или по условному пределу долговременной прочности при растяжении (разрушение за 100 000 ч):

для болтов $d = 10 + 16$ мм	3,0
для болтов $d > 16$ мм	2,0

На растяжение с кручением рассчитывают болты $d \geq 30$ мм фланцевых соединений низкого давления и все болты фланцевых соединений высокого давления.

Запас прочности (по пластическим деформациям)

$$n_6 = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}, \quad (87)$$

где σ определено выражением (86); τ — напряжение кручения в нарезной части

$$\tau = \frac{T_6}{0,2d_1^3}, \quad (88)$$

где T_6 — крутящий момент, действующий на болт, $T_6 = \xi Q'd$. Коэффициент ξ , зависящий от трения в нарезке:

- при чисто обработанных поверхностях и наличии смазки $\xi = 0,06 \div 0,8$;
- при чисто обработанных поверхностях без смазки $\xi = 0,11 \div 0,13$;
- при грубо обработанных поверхностях $\xi = 0,15 \div 0,17$.

Запас прочности n_6 относительно предела текучести при рабочей температуре:

для болтов $d=10\div 16$ мм n_6	3,0—2,0
» » $d=18\div 30$ мм n_6	1,5
» » $d > 30$ мм n_6	1,3

При перекосе головки (гайки) болта на 1° и более должны быть устранены перетяжки болтов.

Указания по проектированию. а) Временное сопротивление перлитной стали для изготовления болтов не должно быть более 110 кгс/см^2 , так как из более высокопрочной стали болты чувствительны к перекосу опорных поверхностей. Из этих же соображений не должна применяться сталь с ударной вязкостью $a_n \leq 3$. б) Для гаек используется сталь с меньшим значением временного сопротивления, чем для болтов. в) Для болтов из аустенитной стали, работающих в условиях холода, предел текучести назначается наименьшим из своих двух значений: для рабочих условий и условий монтажа соединения, т. е. при 20°C .

Глава третья

РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ВНЕШНИЕ НАГРУЗКИ

15. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Нагрузка болтов фланцевого соединения расходуется, в основном, на создание внутренних сил, уравновешивающих внешние нагрузки: внутреннее давление и внешний изгибающий момент. Задача о фланцевом соединении под действием внутреннего давления рассмотрена Д. Вестромом [48], задача об изгибе и кручении — авторами этих строк [5, 7, 8] и другими исследователями [29, 32].

Внутреннее давление как внешняя нагрузка имеет основное значение для фланцевых соединений сосудов, внешний изгибающий момент — для фланцевых соединений трубопроводов. Ниже показано, что для ряда соединений из стандартных фланцев часть нагрузки Q_m в несколько раз превышает силу P [40].

Метод расчета на внешний изгибающий момент послужил теоретической основой классификации имеющихся фланцевых соединений на «равнопрочные» и «неравнопрочные» и основой создания «равнопрочных» фланцевых соединений, соответствующих условиям эксплуатации некоторых современных трубопроводов.

16. ДЕЙСТВИЕ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

Соединения из цельных фланцев. В этих соединениях, в зависимости от упругих свойств частей и расположения прокладки, изменяется нагрузка болтов на ΔQ и снижается реакция прокладки на ΔR так, что

$$\frac{\Delta Q}{P} + \frac{\Delta R}{P} = 1, \quad (89)$$

где ΔQ может быть положительным, отрицательным или равным нулю.

Согласно [9]:

$$\frac{\Delta Q}{P} = \frac{\lambda_0 - \frac{D_2 - D_4}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2 + \left(1 - \frac{D_{в.ф}^2}{D_2^2}\right) \frac{D_3 - D_4}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \frac{D_1 - D_2}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2}; \quad (90)$$

$$\frac{\Delta R}{P} = \frac{\lambda_1 + \frac{D_1 - D_4}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2 - \left(1 - \frac{D_{в.ф}^2}{D_2^2}\right) \frac{D_3 - D_4}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \frac{D_1 - D_2}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2}, \quad (91)$$

где λ_0 , λ_1 , λ_2 — коэффициенты податливости соответственно прокладки, болтов и фланцев.

Рассматривая числитель формулы (90) и учитывая зависимость (89), заключаем: если $\lambda_0 \approx \frac{D_2 - D_4}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2$, то $\Delta Q/P \approx 0$; так как числитель становится малой величиной и $\Delta R/P \approx 1$; если $\lambda_0 < \frac{D_2 - D_4}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2$ и третий член числителя мал, то $\Delta Q/P < 0$ и $\Delta R/P > 1$; если $\lambda_0 > \frac{D_2 - D_4}{D_{н.ф} - D_{в.ф}} \lambda_2$, то $\Delta Q/P$ приближается к 1,0, а $\Delta R/P \rightarrow 0$, т. е. существенное увеличение ΔQ следует учитывать во фланцевых соединениях, например, с упругими резиновыми прокладками.

Коэффициенты податливости определяют по следующим формулам.

Для прокладки

$$\lambda_0 = \frac{b_0}{E_0 F_0} + 2\lambda_{0м}; \quad (92)$$

$$\lambda_{0м} = \frac{H}{E_{\phi} F_0}, \quad (93)$$

где $\lambda_{0м}$ — коэффициент местной податливости фланца, характеризующий его прогибы под прокладкой; H — глубина Винклеровского упругого основания, равная [18] $H = b'$, но не более 5 см. Для соединений с мягкими прокладками коэффициент $\lambda_{0м}$ не определяется, так как в этих случаях $\lambda_{0м} \ll \lambda_0$.

Для болтов

$$\lambda_1 = \frac{l_{пр}}{zE_6 f_6}; \quad (94)$$

где $l_{пр}$ — расстояние между опорными плоскостями головки и гайки плюс сумма поправок на податливость резьбы, головки и гайки, равная для болта 1,5 диаметра стержня, для шпильки — 1,8 диаметра стержня.

Для фланцев

$$\lambda_2 = \frac{2w}{Q_{пр}} + 2\lambda_{2м}, \quad (95)$$

где w определяется по выражению (55); $\lambda_{2м}$ — коэффициент местной податливости кольца фланца, характеризующий его прогибы под головкой и гайкой болта.

Для цельных фланцев

$$\lambda_{2м} = \frac{0,565 - \frac{0,717}{\alpha^2} + 0,152\alpha^2 - 1,73 \ln \alpha + 1,13 \ln \alpha^2}{1,3 + 0,7\alpha^2} \frac{R^2}{E_{\phi} b_1^3}, \quad (96)$$

где $\alpha = \frac{1,2D_r}{d_0}$, $R = 0,6D_r$, D_r — диаметр описанной окружности гайки болта в см. Второй член в формуле (92) обычно на порядок меньше первого и его оценивают при уточненном расчете, причем для фланцев с $b \geq 50$ коэффициент $\lambda_{2м}$ пренебрежимо мал.

Соединения из свободных фланцев. Опуская перемещения буртов наконечников (рис. 25, б) как на порядок меньше перемещений колец фланцев получаем [9]:

$$\frac{\Delta Q}{P} = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1 + \frac{D_1 - D_{нб}}{D_{н\phi} - D_{в\phi}} \lambda_k}; \quad (97)$$

$$\frac{\Delta R}{P} = \frac{\lambda_1 + \frac{D_1 - D_{нб}}{D_{н\phi} - D_{нб}} \lambda_k}{\lambda_0 + \lambda_1 + \frac{D_1 - D_{нб}}{D_{н\phi} - D_{в\phi}} \lambda_k}, \quad (98)$$

где коэффициент податливости колец фланцев

$$\lambda_k = \frac{2\omega_{с.ф.}}{Q}; \quad (99)$$

$\omega_{с.ф.}$ — прогиб кольца по оси болта, определяемый по формуле (58); λ_0, λ_1 — по формулам (92), (94).

Для соединений со свободными фланцами справедливо уравнение (89), причем $\Delta Q/P$ и $\Delta R/P$ всегда положительны.

Соединения с цельными фланцами, упругой прокладкой и ограничительным кольцом (см. рис. 6). Различают первое состояние соединения: фланцы опираются на упругую часть прокладки и ограничительное кольцо; и второе — фланцы отходят от ограничительного кольца и опираются только на упругую часть прокладки. Расчет выполняется по формулам (90)–(96), причем для первого состояния

$$\left. \begin{aligned} \lambda_0 &= \frac{\lambda'_0 \lambda''_0}{\lambda'_0 + \lambda''_0}; \\ r_2 &= 0,5 (r'_2 + r''_2), \end{aligned} \right\} \quad (100)$$

для второго состояния

$$\lambda_0 = \lambda'_0; \quad r_2 = r'_2. \quad (101)$$

Здесь r'_2, λ'_0 — средний радиус упругой части прокладки и ее коэффициент податливости; r''_2, λ''_0 — то же ограничительного кольца.

Бугельные соединения. Ниже бугель заменяется обоймой. В условии, аналогичном (89):

$$\frac{\Delta Q''}{P} + \frac{\Delta R''}{P} = 1, \quad (102)$$

где $\Delta Q''$ — увеличение нагрузки щеки обоймы; $\Delta R''$ — уменьшение давления на прокладку.

Условие совместимости перемещений прокладки и щек обоймы:

$$\lambda_0 \Delta R'' = \lambda_{1об} \Delta Q'', \quad (103)$$

где $\lambda_{1об}$ — коэффициент податливости обоймы.

Из (102) и (103) получаем:

$$\frac{\Delta Q''}{P} = \frac{\lambda_0}{\lambda_{1об} + \lambda_0}; \quad \frac{\Delta R''}{P} = \frac{\lambda_{1об}}{\lambda_{1об} + \lambda_0}. \quad (104)$$

Коэффициент λ_0 — см. формулу (92). При определении $\lambda_{1об}$ перемика обоймы заменяется двумя упругими одинаковыми цилиндрическими связями, каждая длиной $l_{св}$ (рис. 41), с коэффициентом податливости

$$\lambda_{св} = \frac{l_{св}}{2E_б F_{св}} = \frac{l_{св}}{2\pi E_б s_{пб} r_{ср}}, \quad (105)$$

где $F_{св} = 0,5s_{пб} 2\pi r_{ср}$ — площадь поперечного сечения цилиндра с толщиной стенки $0,5s_{пб}$; $E_б$ — модуль упругости материала бугеля.

Ниже перемещения определяются по окружности щеки радиуса r_Q .

Часть перемещения Δ_1 от нагрузки Q'' , растягивающей перемычку обоймы.

$$\Delta_1 = \lambda_{св} Q'' \quad (106)$$

Часть перемещения Δ_2 от прогиба двух щек:

$$\Delta_2 = \frac{2Q''}{3} = \frac{l_Q^3}{E\delta I_z}, \quad (107)$$

где l_Q — расстояние от корня щеки до окружности радиуса r_Q ;

$$I_z = \frac{s_{in}^3 L}{12}; \quad L — \text{см. формулу (76)}$$

Окончательно находим

$$\lambda_{1об} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{Q''}. \quad (108)$$

Если $\lambda_{1об} > \lambda_0$, то $\Delta Q''$ соизмерима с P , а при $\lambda_0 > \lambda_{1об}$ $\Delta R''$ мало.

17. ИЗГИБ СОЕДИНЕНИЙ

Чистый изгиб соединений из цельных фланцев. При изгибе соединений из цельных фланцев их уплотнительные поверхности поворачиваются относительно нейтральной оси 0—0, образуя угол φ (рис. 45, а). Если в нагрузке болтов не учтена ее часть Q_m , то в области раскрытия фланцев плотность соединения нарушается.

Гипотезы метода расчета следующие:

- уплотнительные поверхности остаются плоскими;
- реакция прокладки отлична от нуля в любой точке окружности радиуса r_2 ;
- болты заменяются эквивалентным им по упругим свойствам полым цилиндром радиуса r_1 (рис. 45, б); см. также формулу (121);
- коэффициенты податливости прокладки при сжатии $\lambda_{осж}$ и снижении нагрузки $\lambda_{осн}$ либо одинаковы, т. е. $\lambda_0 = \lambda_{осн} = \lambda_{осж}$, либо $\lambda_{осн} > \lambda_{осж}$.

Принимается также, что перемещения от неосесимметричной деформации фланцев, в том числе от дополнительной деформации, аналогичной вызываемой силой P (см. п. 16), пренебрежимо малы.

Момент M (рис. 45, б), уравновешивающийся элементарными внутренними силами изменения натяжения болтов δQ и изменения давления на прокладке δR , равен [9]:

$$M = 0,125 \left(\frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} D_1^2 + \frac{1}{\lambda_0} D_2^2 \right) \varphi. \quad (109)$$

Здесь и ниже λ_0 , λ_1 , λ_2 — см. выражения (92)—(95).

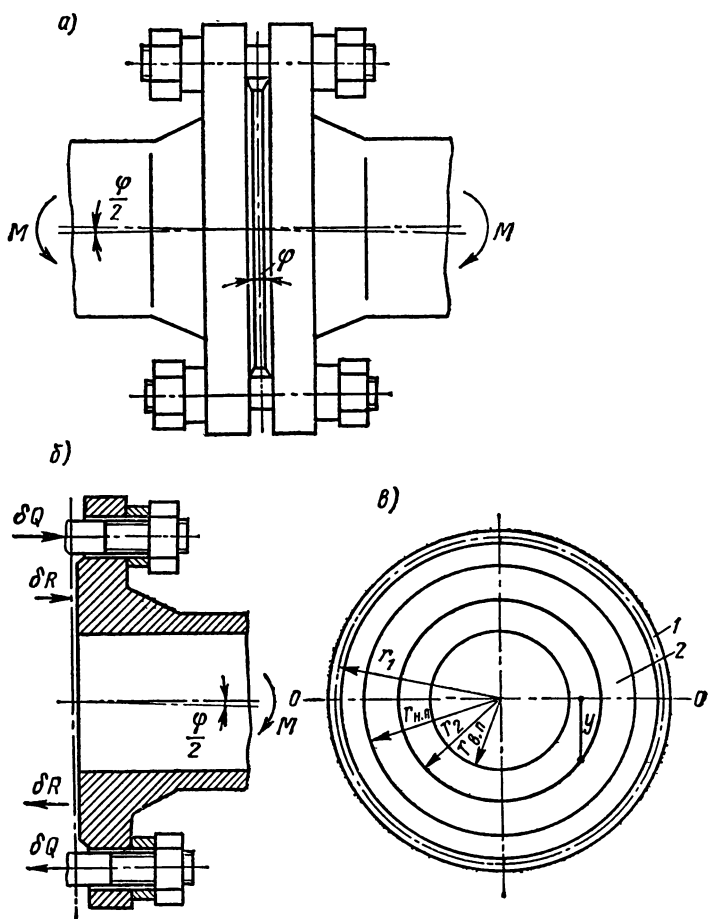


Рис. 45. Изгиб фланцевого соединения: а—момент M и угол раскрытия φ ; б—внутренние силы, уравнивающие момент; в—поперечное сечение эквивалентного цилиндра 1 и прокладка 2

Наибольшее увеличение напряжений в болте $\Delta\sigma_{\max}$ и наибольшее изменение удельного давления на прокладке Δq_{\max} определяются выражениями:

$$\Delta\sigma_{\max} = \frac{0,5}{\lambda_1 + \lambda_2} \frac{D_1}{F_1} \varphi; \quad (110)$$

$$\Delta q_{\max} = \frac{0,5 D_2}{\lambda_0 F_0} \varphi, \quad (111)$$

где F_1 — площадь поперечного сечения эквивалентного цилиндра. Согласно [9]:

$$\Delta q_{\max} = \frac{4M}{\left[1 + \lambda \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right] D_2 F_0} = \frac{Q_M}{F_0}, \quad (112)$$

откуда

$$Q_M = \Delta q_{\max} F_0 = \frac{4M}{\left[1 + \lambda \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right] D_2}, \quad (113)$$

где

$$\lambda = \lambda_0 / (\lambda_1 + \lambda_2) \quad (114)$$

упругая постоянная фланцевого соединения.

Из выражения (113)

$$M = 0,25 D_2 Q_M [1 + \lambda (D_1/D_2)^2]. \quad (115)$$

Согласно [9]:

$$\Delta \sigma_{\max} = \lambda \frac{Q_M}{F_1} \frac{D_1}{D_2}. \quad (116)$$

Для соединения с жесткой прокладкой $\lambda_0 \approx 0$; $\lambda_1, \lambda_2 \gg \lambda_0$ и выражения (115), (113), (112), (116) принимают вид:

$$M = 0,25 D_2 Q_M; \quad (117)$$

$$Q_M = 4M/D_2; \quad (118)$$

$$\Delta q_{\max} = 4M/(D_2 F_0); \quad (119)$$

$$\Delta \sigma_{\max} = 0. \quad (120)$$

Основные полученные формулы экспериментально подтверждены для фланцевых соединений D_y 100—150 с приварными фланцами [8] и для соединений с плоскими приварными фланцами по ГОСТ 1255—67, P_y 10 кг/см², D_y 80—150 мм, с паронитовыми и резиновыми прокладками $b_0 \approx 3$ [32], причем при числе болтов $z = 4$ формула (115) принимает вид

$$M = 0,25 \mu D_2 Q_M [1 + \lambda (D_1/D_2)^2], \quad (121)$$

где $\mu = 0,8$ — коэффициент неравномерности распределения давления по прокладке, корректирующий, в этом случае, гипотезу эквивалентного цилиндра. Коэффициент может достигать значения $\mu = 0,45$ [5].

Наблюдавшееся в опытах [14] при чистом изгибе смещение нейтральной оси в область смыкания фланцев было следствием снятия реакции с их уплотнительных поверхностей в области раскрытия, не замеченного при испытаниях фланцевых соединений без внутреннего давления [29]. Эти ошибочные опытные результаты получили дальнейшее распространение [13].

Чистый изгиб фланцевых соединений с упругой прокладкой и ограничительным кольцом. Если реакция ограничительного кольца отлична от нуля в любой точке его средней окружности с радиусом r_2'' , то применимо все изложенное ранее при условии, что

коэффициент податливости λ_0 и средний радиус прокладки r_2 определяют по формуле (100).

Чистый изгиб со смещением нейтральной оси. Указанное смещение для фланцевых соединений, имеющих неметаллические прокладки, связано с неравенством $\lambda_{осн} \neq \lambda_{осж}$. Для паронитовых и пластмассовых прокладок в начале эксплуатации $\lambda_{осж} > \lambda_{осн}$ и при изгибе фланцевого соединения нейтральная ось незначительно смещается в область его раскрытия. При долговременной эксплуатации $\lambda_{осж} = \lambda_{осн}$ (рис. 22 из [5]) и нейтральная ось является центральной. Неравенство $\lambda_{осн} > \lambda_{осж}$ достигается, например, армировкой проволокой одной стороны прокладки с последующим ее покрытием чехлом; нейтральная ось смещается при этом в область смыкания фланцев, а несущая способность фланцевого соединения при изгибе возрастает. Для фланцевого соединения с упругой прокладкой и ограничительным кольцом при длительной эксплуатации реакция ограничительного кольца отлична от нуля в любой точке его средней окружности. При кратковременном действии возросшего изгибающего момента, например при сотрясении трубопровода, этот возросший момент целесообразно воспринять за счет перехода соединения в новое состояние, характеризующееся частичным снятием реакции с ограничительного кольца и соответствующим

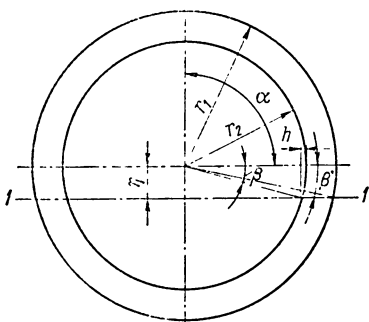


Рис. 46. К определению смещения нейтральной оси при чистом изгибе фланцевого соединения

смещением нейтральной оси. Переход к такому состоянию позволяет исключить высокую напряженность рассматриваемого фланцевого соединения при длительной эксплуатации.

Пусть η — смещение нейтральной оси в область смыкания фланцев (рис. 46). Определение η из условия равенства нулю всех внутренних сил, уравнивающих момент M_η , приобретает законченный вид, если воспользоваться отношением величин — элементов сектора круга, а также условием $\sin \beta \approx \beta$ при $\beta \leq 30^\circ$, тогда при $r = 1$

$$\frac{\eta\beta}{\eta\beta - r(1 - \cos \beta)} = 2; \quad (122)$$

$$r/\beta = 1. \quad (123)$$

При $\beta > 30^\circ$ следует вводить поправочные коэффициенты m_1 в левую часть выражения (122), а m — в левую часть выражения (123).

При изменении β от 30° до 90° m_1 изменяется от 1,025 до 1,375, а m_2 от 1,050 до 1,570.

С учетом сказанного, при интегрировании от нейтральной оси $1-1$ в пределах от β до 0, далее от 0 до $\pi/2$, затем от β до $\pi/2$,

получим, соответственно, выражения для сил на окружности радиуса r_2 :

$$\left. \begin{aligned} & -\frac{\Phi}{\pi\lambda_{0\text{сн}}} \frac{m_2}{2m_1} \eta^2; \\ & \frac{\Phi}{\pi\lambda_{0\text{сн}}} (1,57\eta + r_2); \\ & \frac{\Phi}{\pi\lambda_{0\text{сж}}} \left(\frac{0,5m_2}{m_1} \eta^2 - 1,57\eta + r_2 \right). \end{aligned} \right\} \quad (124)$$

Для окружности радиуса r_1 в выражениях (124) r_2 заменяется на r_1 и два коэффициента податливости $\lambda_{0\text{сн}}$, $\lambda_{0\text{сж}}$ заменяются одним: $\lambda'_1 = \lambda_1 + \lambda_2$. Приписывая силам в областях раскрытия и смыкания различные знаки, находим:

$$\eta' = -\frac{p_x}{2} - \sqrt{\frac{p_x^2}{4} - q_x}, \quad (125)$$

где

$$\begin{aligned} p_x &= -\pi m_1/m_2; \\ q_x &= \frac{\lambda'_1 (\lambda_{0\text{сн}} - \lambda_{0\text{сж}})}{\lambda_{0\text{сн}} \lambda_{0\text{сж}} + 0,5\lambda'_1 (\lambda_{0\text{сн}} + \lambda_{0\text{сж}})} \frac{m_1}{m_2}. \end{aligned} \quad (126)$$

При $\beta \leq 40^\circ$ в выражениях (126) отношение $m_1/m_2 = 1$.

Величина η' определяется в безразмерном виде, в долях r_2 , т. е. смещение оси в сантиметрах: $\eta = r_2 \eta'$, где r_2 в см. Приближенность полученного решения состоит в том, что при выводе выражений (124) полагалось как $r_1 = 1$, так и $r_2 = 1$.

При записи условия равенства момента внутренних сил внешнему изгибающему моменту пользуемся выражениями моментов внутренних сил (127), соответствующих окружности радиуса r_2 и пределам интегрирования выражений (124):

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\Phi}{\pi\lambda_{0\text{сн}}} [\eta^2 \beta + 2(1 - \cos \beta) \cdot \eta + r_2^2 (-0,5\beta + 0,25 \sin 2\beta)]; \\ & \frac{\Phi}{\pi\lambda_{0\text{сн}}} (1,57\eta^2 + 2r_2\eta + 0,785r_2^2); \\ & \frac{\Phi}{\pi\lambda_{0\text{сж}}} [(1,57 - \beta) \eta^2 - 2\eta r_2 \cos \beta + \\ & + r_2^2 (0,785 - 0,5\beta + 0,25 \sin 2\beta)]. \end{aligned} \right\} \quad (127)$$

Для окружности радиуса r_1 в выражениях (127) r_2 заменяется на r_1 и два коэффициента податливости $\lambda_{0\text{сн}}$, $\lambda_{0\text{сж}}$ заменяются одним λ'_1 .

Момент M'_η имеет выражение:

$$M'_\eta = \frac{1}{\pi} F_M \Phi, \quad (128)$$

где

$$\begin{aligned}
 F_M = & (1,57 - \beta) \frac{2\lambda_0 \text{сн} \lambda_0 \text{сж} + \lambda_1' (\lambda_0 \text{сн} + \lambda_0 \text{сж})}{\lambda_1' \lambda_0 \text{сн} \lambda_0 \text{сж}} \eta^2 + \\
 & + \frac{4r_1 (1 - \cos \beta) \lambda_0 \text{сн} \lambda_0 \text{сж} + 2r_2 \lambda_1' [-\cos \beta \lambda_0 \text{сн} + (2 - \cos \beta) \lambda_0 \text{сж}]}{\lambda_1' \lambda_0 \text{сн} \lambda_0 \text{сж}} \eta + \\
 & + \frac{r_1^2 (1,57 - 1,5\beta + 0,5 \sin 2\beta) \lambda_0 \text{сн} \lambda_0 \text{сж} + r_2^2 \lambda_1' [(0,785 - \beta + \\
 & + 0,25 \sin 2\beta) \lambda_0 \text{сн} + (0,785 - 0,5\beta - 0,25 \sin 2\beta) \lambda_0 \text{сж}]}{\lambda_1' \lambda_0 \text{сн} \lambda_0 \text{сж}},
 \end{aligned}$$

а величина φ задается.

Ранее отмечалось, что нейтральная ось при изгибе фланцевого соединения, если $\lambda_0 \text{сж} > \lambda_0 \text{сн}$ смещается в область раскрытия фланцев. Поступая аналогично изложенному выше, для этого случая найдем

$$\eta' = 1,57 - \sqrt{1,57^2 - q_x}, \quad (129)$$

где

$$q_x = \frac{\lambda_1' (\lambda_0 \text{сж} - \lambda_0 \text{сн})}{0,5\lambda_0 \text{сн} \lambda_0 \text{сж} + 0,5\lambda_1' \lambda_0 \text{сж} + \lambda_1' \lambda_0 \text{сн}}.$$

Обычно q_x оказывается малым по сравнению с первым членом подкоренного выражения (129), т. е. $\eta' = 0$.

Рассмотрим задачу об изгибе фланцевого соединения с упругой прокладкой и ограничительным кольцом при снятии реакции с части последнего. Здесь неприменимо изложенное выше решение, поскольку в него будет входить кроме неизвестной η — смещения оси взаимного поворота фланцев еще β'' — центральный угол, определяющий положение оси $b-b$ — границы области снятия реакции с ограничительного кольца (рис. 47). Создание любого теоретического решения затруднительно, так как оно связано с пока еще нерешенной задачей о деформации фланцев и ограничительного кольца при частичном снятии нагрузки с последнего. Поэтому рассматриваемую задачу будем решать приближенно, с погрешностью в сторону запаса. Положим, что реакция снята с половины ограничительного кольца, т. е. ось $b-b$ (рис. 47) является центральной. Примем, что внешний изгибающий момент уравновешивается только половиной некоторой части нагрузки болтов Q_η , равной

$$Q_\eta = Q_M = Q - P - Q_{\text{упл.}} \quad (130)$$

Интенсивность нагрузки Q_η :

$$\frac{Q_\eta}{2\pi r_1} = \frac{Q - P - Q_{\text{упл.}}}{2\pi r_1}.$$

Момент M'_η этой интенсивности нагрузки относительно центральной оси $b-b$

$$M'_\eta = 2 \frac{Q_\eta}{2\pi r_1} \int_0^{\pi/2} r_1 \sin \alpha r_1 d\alpha = \frac{Q_\eta}{\pi} r_1. \quad (131)$$

Внешний изгибающий момент M''_η , воспринимаемый фланцевым соединением при реакции, снятой с половины ограничительного кольца,

$$M''_\eta = M'_\eta + 0,5M, \quad (132)$$

где M — момент, воспринимаемый рассматриваемым фланцевым соединением, если реакция ограничительного кольца в любой точке его средней линии отлична от нуля. При оценке моментов на промежутке от центральной оси $b-b$ до r_1 задаемся линейным законом их распределения. Изменениями напряжений в болтах пренебрегаем ввиду очевидной малости угла раскрытия фланцев. Формула (132) описывает наиболее практически значимое предельное состояние рассматриваемого фланцевого соединения. Момент, определяемый по формуле (131), может быть несколько увеличен при ее экспериментальном уточнении.

Отметим имеющийся опыт экспериментального определения положения нейтральной оси для беспрокладочного фланцевого соединения при его чистом изгибе (см. рис. 3, рис. 4) [24]. Обозначим z_η — число болтов, отсчитываемых против часовой стрелки от центра поперечного сечения болта b (см. рис. 1) до центра поперечного сечения болта, через который проходит нейтральная ось [24]; $z_{6,7,8}$ есть число болтов, равное 3, аналогично отсчитываемых от центра поперечного сечения болта b до центра поперечного сечения болта 7; $\Delta\sigma_i$ есть i -я ордината пунктирной кривой на рис. 4 [24], где l принимает значение абсцисс 30, 45, 60, 75 тс·см; y_i — разность между ординатами пунктирной и сплошной кривых (рис. 4 [24]) при указанных выше значениях абсцисс. Поскольку плоскость, проходящая через середины болтов нормально оси фланцевого соединения, остается плоской и при изгибе соединения, то из подобия треугольников запишем: $z_\eta = 3 \frac{\Delta\sigma_i}{y_i}$. Найдя

$\Delta\sigma_i$, y_i по рис. 4 работы [24], получим для $i = 30$ тс·см, $i = 45$, $i = 75$ соответственно $z_\eta = 10$; $z_\eta = 8$; $z_\eta = 6$. Квалифицируя последний результат как выпад из ряда отсчетов заключаем, что

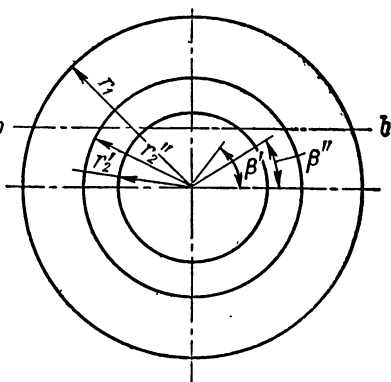


Рис. 47. Схема смещения нейтральной оси при чистом изгибе фланцевого соединения с упругой прокладкой и ограничительным кольцом

нейтральная ось располагается близ своего крайнего положения. Для случаев, аналогичных рассмотренному, зависимость между углом взаимного поворота фланцев и моментом рассматривалась ранее [29].

Изгиб с внутренним давлением. Результирующее давление на прокладку q_y от нагрузок M и P в точке окружности радиуса s с ординатой y , отсчитываемой от центральной оси (рис. 45, в),

$$q_y = \frac{2My_0}{\left[1 + \lambda \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right] r_2^2 F_0} - \frac{\Delta R}{F_0}. \quad (133)$$

Здесь первый член записан аналогично формуле (112), второй находим с помощью выражения (91).

Положив $q_y = 0$, найдем ординату y_0 нейтральной оси, смещенной в область смыкания цельных фланцев:

$$y_0 = \frac{\left[1 + \lambda \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right] \Delta R}{2} \frac{r_2^2}{M}$$

Выразив с учетом выражения (115) M через Q_m и введя обозначение $\Delta R/P = \omega < 1$, получим

$$y_0 = \omega \frac{P}{Q_m} r_2. \quad (134)$$

С помощью табл. 9 заключаем, что для соединений с цельными фланцами $D_y \leq 150$ мм отношение P/Q_m мало по сравнению с единицей, т. е. согласно формуле (134) незначительно и смещение η_p . Если при $P > Q_m$ имеем $\eta_p > r_2$, то нейтральная ось выходит за пределы фланца.

Бугельные соединения. Как и при чистом изгибе фланцевых соединений, при изгибе бугельных соединений действие изгибающего момента и внутреннего давления рассматривают раздельно, с наложением результатов. К изгибу бугельных соединений в плоскости, нормальной плоскости разъема частей бугеля, применимы формулы (109), (114), (113), (112) со следующими изменениями:

$$M = 0,5 r_2 Q_m'' \left[1 + \lambda_6 \left(\frac{r_Q}{r_2}\right)^2\right]; \quad (135)$$

$$\lambda_6 = \lambda_0 / \lambda_{106}; \quad (136)$$

$$Q_m'' = \frac{2M}{\left[1 + \lambda_6 \left(\frac{r_Q}{r_2}\right)^2\right] r_2}; \quad (137)$$

$$\Delta q_{\max} = \frac{Q_m''}{F_3} = \frac{2M}{\left[1 + \lambda_6 \left(\frac{r_Q}{r_2}\right)^2\right] r_2 F_3}. \quad (138)$$

Здесь λ_6 — упругая постоянная бугельного соединения, λ_{106} — см. формулу (108). Обычно $\lambda_0 > \lambda_{106}$ и $\lambda_6 > 1$, т. е. упругой постоянной бугельного соединения пренебрегать в расчетах не следует.

18. РАВНОПРОЧНЫЕ ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Равнопрочным с трубой называется фланцевое соединение, которое сохраняет плотность при возникновении в трубе близ соединения шарнира пластичности; последнему соответствует предельный изгибающий момент $M_{пред}$ в кгс·см, который согласно энергетическому условию пластичности

$$M_{пред} = 1,27\pi r^2 \sqrt{(\sigma_T s)^2 - 0,75 (rp)^2}, \quad (139)$$

а согласно условию наибольших касательных напряжений

$$M_{пред} = 1,27 \left(\sigma_T - \frac{pr}{s} \right) W. \quad (140)$$

Требование равнопрочности вызывается либо конструкцией трубопроводов $D_y \leq 100$ мм и, в этом случае, удовлетворяется простотой создания равнопрочных фланцевых соединений, либо условиями эксплуатации трубопроводов, характеризующимися, например, их сотрясениями от сейсмического воздействия.

Создать равнопрочные фланцевые соединения $D_y > 100$ мм возможно при применении упругих прокладок с ограничительными кольцами, существенно снижающими напряженность фланцев.

Полагают, что время действия сотрясения не превышает сотых долей секунды. Поэтому при сотрясении трубопроводов с неадекватными и неогнеопасными рабочими средами допускают раскрытие равнопрочных фланцевых соединений

Таблица 9. ИЗГИБ СОЕДИНЕНИЙ ИЗ СТАНДАРТНЫХ ФЛАНЦЕВ

D_y , мм	P_y , кгс/см ²	ГОСТ	$M_{пред}$, кгс·см	$M_{доп}$, кгс·см	$\frac{M_{доп}}{M_{пред}}$	Q_m доп, кгс	P , кгс	$e = \frac{Q_m \text{ доп}}{P}$
50	64	12833—67	30800	55200	1,8	27600	1760	15,7
100	64	12832—67	162000	152000	0,94	43700	5310	8,2
150	64	12832—67	442000	850000	0,79	72500	10250	7,1
200	64	12832—67	1070000	500000	0,47	803000	17050	4,7
300	64	12832—67	3551000	1243000	0,35	1409000	34250	4,1
50	160	12830—67	42800	35300	0,82	24800	1630	15,2
150	160	12830—67	1024000	709000	1,45	1328000	19100	7,0
200	160	12830—67	1220000	840000	0,68	129200	33960	3,8
300	160	12830—67	5560000	3100000	0,56	318000	76400	4,2

с мгновенной протечкой рабочей среды; после сотрясения такое соединение закрывается. При сотрясении во втулке фланца допускают пластическую деформацию.

Разнопрочность фланцевых соединений небольших проходов следует из табл. 9, относящейся к соединениям из фланцев по ГОСТ 12832—67 и ГОСТ 12830—67. Момент $M_{\text{пред}}$ вычислен по формуле (139). Допускаемый внешний изгибающий момент $M_{\text{доп}}$ соответствует такой нагрузке болтов, содержащей одним из своих слагаемых $Q_{\text{м доп}}$, при которой напряжения во фланце равны допускаемым значениям (п. 13). При расчете принималось: размер трубы — по вершине конической втулки фланца; предел текучести материала фланцев на P_y 64—20,5 кгс/см², на P_y 160—26,0 кгс/см², рабочее давление и материал прокладок — как в табл. (19). Из табл. 9 заключаем: равнопрочными являются соединения $D_y \leq 100$ мм с фланцами на P_y 64 кгс/см² по ГОСТ 12832—67 и $D_y \leq 150$ мм на P_y 160 кгс/см² по ГОСТ 12830—67. Фланцевые соединения больших D_y мм не отвечают условию равнопрочности.

Часть нагрузки болтов $Q_{\text{м доп}}$ для равнопрочных фланцевых соединений в 7—15 раз превышает силу P . Для фланцевых соединений, не удовлетворяющих условию равнопрочности, это превышение снижается до 3,8.

Различное по величине превышение $Q_{\text{м доп}}$ над P в соединениях из стандартных фланцев указывает на необходимость учета внешних изгибающих моментов при проектировании фланцевых соединений трубопроводов $D_y > 100$ мм и сосудов, на которые передаются внешние изгибающие моменты.

19. ПРОЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВ ПРИ ИЗГИБЕ СОЕДИНЕНИЙ

Изменение реакции прокладки при изгибе фланцевого соединения создает новые условия нагружения фланцев, характеризуемые отсутствием осевой симметрии. Расчет фланца на неосесимметричную нагрузку затруднителен. Так, точное решение задачи о деформации цилиндрической оболочки при отсутствии симметрии нагружения приводит к сложным уравнениям, которые решаются только приближенно [11].

При оценке напряжений во фланце при изгибе соединения приближенно рассматривают неосесимметричное кручение кольца, а полученные результаты прилагают к расчету фланца. Снижение реакции с элемента прокладки при изгибе фланцевого соединения пропорционально расстоянию центра элемента от нейтральной оси. Аналогично, величина дополнительной крутящей пары m_i на единице длины средней линии кольца радиуса $R_{\text{ср}}$ пропорциональна ординате центра этого единичного отрезка средней линии от нейтральной оси $I-I$ (рис. 48):

$$m_i = mR_{\text{ср}} \sin \alpha,$$

где α — центральный угол, отсчитываемый от оси $I-I$; m — крутящая пара на единичном отрезке средней линии с центром в точке, определенной углом $\alpha = \pi/2$, принятая равной паре при осесимметричном кручении кольца. На рис. 48 тонкой линией очерчена эпюра радиальных отрезков, по величинам равных векторам

дополнительных крутящих пар m_i , но нормальных им по направлению.

Суммарный дополнительный крутящий момент T_m в сечении кольца при $\alpha = \pi/2$

$$T_m = \int_0^{\pi/2} m_i \cos \alpha R_{\text{ср}} d\alpha = \int_0^{\pi/2} m R_{\text{ср}} \sin \alpha \cos \alpha d\alpha = \frac{m R_{\text{ср}}}{2}. \quad (141)$$

Если $m_i = \text{const}$ для средней линии кольца, то, как известно, $T = m R_{\text{ср}}$, т. е. $T = 2T_m$. Величина (141) для T_m сохраняется, если нейтральная ось при изгибе фланцевого соединения находится в крайнем положении, т. е. касательная к средней окружности.

Полученные результаты являются основанием следующей практической рекомендации. Наибольшие дополнительные напряжения во фланце, возникающие при нарушении плотности фланцевого соединения при изгибе, определяют умножением расчетных напряжений от нагрузки $Q_{\text{пр}}$ на коэффициент χ , равный

$$\chi = 0,5 Q_{\text{пр max}} / Q_{\text{пр}}, \quad (142)$$

где $Q_{\text{пр max}}$ — наибольшая возможная приведенная нагрузка болтов, соответствующая полному снятию давления с прокладки при растяжении фланцевого соединения,

$$Q_{\text{пр max}} = \frac{Q (D_1 - D_4)}{D_{\text{н. ф}} - D_{\text{в. ф}}}. \quad (143)$$

Наибольшие дополнительные напряжения суммируют с напряжением от нагрузки $Q_{\text{пр}}$, а во втулке — и от момента M . Номинальный запас прочности для суммарных напряжений назначается $n = 1$.

20. КРУЧЕНИЕ ФЛАНЦЕВЫХ И БУГЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Пренебрегая сопротивлением болтов проскальзыванию фланцев, получим выражение предельного крутящего момента

$$T_{\text{пред}} = \int_{D_{\text{но}}/2}^{D_{\text{во}}/2} f q_{\text{раб}} 2\pi r dr = 0,26 f q_{\text{раб}} (D_{\text{но}}^3 - D_{\text{во}}^3), \quad (144)$$

где f — коэффициент трения фланца о прокладку; $q_{\text{раб}}$ — давление на прокладке в рабочем состоянии фланцевого соединения, $q_{\text{раб}} = R/F_0$.

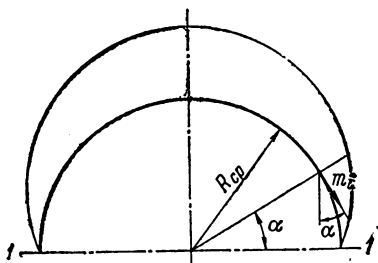


Рис. 48. К оценке деформации кольца фланца при несимметричном кручении

Для бугельного соединения выражение (144) можно упростить:

$$T_{\text{пред}} = f r_Q Q'', \quad (145)$$

где f — коэффициент трения бурта наконечника о бугель; Q'' — нагрузка на щеку, см. ф-лу (77).

21. ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ НАГРУЗКА БОЛТОВ ОТ НЕРАВНОМЕРНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ЧАСТЕЙ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Рассматриваемая нагрузка

$$Q_{\Delta t} = \frac{\Delta l}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2}, \quad (146)$$

где Δl — (положительная) разность теплового удлинения болта и соединяемых им частей, определяемая с помощью табл. 10, относящейся к установившемуся режиму работы соединения с теплоизоляцией; коэффициенты податливости см. п. 16.

Таблица 10. РАЗНОСТЬ СРЕДНИХ ТЕМПЕРАТУР ЧАСТЕЙ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В % ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ [5]

Части фланцевого соединения	Цельные фланцы	Свободные фланцы	Цельный и свободный фланцы
Болт *)	7	11	10
Кольцо цельного фланца — болт	2	—	5
Прокладка — болт	3	7	6
Бурт — болт	—	7	6
Кольцо свободного фланца — болт	—	1	—

*) Приведена разность температур болта и рабочей среды.

Выражение (146) применимо для определения снижения нагрузки болтов $Q_{\Delta t}$ фланцевого соединения криогенного трубопровода при осесимметричном распределении температуры во фланцах; в этом случае Δl отрицательно.

Глава четвертая КОНСТРУИРОВАНИЕ ФЛАНЦЕВ

22. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Излагаемая ниже методика конструирования фланцев основывается на доказательстве целесообразности прочных размеров фланцев по основным стандартам [40] и плотности соединений из

этих фланцев (см п. 18). Расчетные зависимости методики получены путем обработки размеров рядов упомянутых фланцев. Методика позволяет без подробного расчета решить следующие две задачи:

1) Рассматривается два фланца одних P_y, D_y , первый из которых стандартный [40], или отличающийся от него и рассчитан ранее, но ни тот, ни другой не удовлетворяют вновь назначенной внешней нагрузке. Требуется определить прочные размеры второго фланца, удовлетворяющего вновь назначенной внешней нагрузке.

2) При изготовлении данного фланца из материала, не предусмотренного стандартом [40], определить прочные размеры нового фланца, являющегося модификацией данного, при назначенной нагрузке болтов.

В пп. 25 и 26 настоящей главы изложены методы конструирования фланцев, основывающиеся на обобщении опыта эксплуатации.

23. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ФЛАНЦЕВ

Цельные фланцы. Расчетная толщина кольца цельного фланца в мм

$$b_p = \frac{A' D_{в. ф}}{D_{в. ф} + 25}, \quad (147)$$

где A' — коэффициент, зависящий от P_y, D_y и определенный по табл. 11. Формуле (147) отвечает $D_{в. ф}$ стандартного [40] фланца для данных P_y, D_y . При уменьшении $D_{в. ф}$ [16] толщину кольца b_{p2} определяют по формуле, найденной из условия равенства напряжений (51) для рассматриваемого фланца (величинам, относящимся к нему, припишем индекс 1) и полученного уменьшением

Таблица 11. КОЭФФИЦИЕНТ A' ДЛЯ ЦЕЛЬНЫХ ФЛАНЦЕВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ГОСТ 12830-67

$P_y,$ кгс/см ²	1,0; 2,5	6	10	16	25	40	64	100	160	200
$D_y,$ мм	25—200	100—1000	100—400	100—350	100—350	100—200	100—250	100—150	100—125	100
A'	17—18	19,5—26,5	24,5—30	25—35	30—43	32—43	42—47	48,5—54	54	79
$D_y,$ мм	300—1600	1200—1400	500—1200	400—1200	400—800	250—500	300—400	200—400	200—300	125—230
A'	22—28,5	28,5—33,5	30,5—30	37—45	47—62	43—66	59—70	64—81	79	91—115

Примечание. Два значения A' в клетке отвечают двум D_y в соответствующей верхней клетке; для промежуточных D_y значение A' находят интерполяцией.

наружного диаметра кольца рассматриваемого фланца, — величины с индексом 2:

$$b_{p2} = b_{p1} \frac{Q_{пр2}}{Q_{пр1}} \frac{B_1}{B_2}. \quad (148)$$

Здесь величина b_{p1} определена формулой (147); $Q_{пр1}$, $Q_{пр2}$ вычисляются по формуле (24), где Q_1 , Q_2 полагают известными; B_1 , B_2 — находят по графику (рис. 37). При получении формулы (148) сделаны следующие допущения: принято $A_1 = A_2 = A$, поскольку A изменяется на порядок меньше, чем отношение $D_{н. ф.}/D_{в. ф.}$ при $D_{в. ф.} = \text{const}$ (рис. 36). В знаменателе выражения (43) для C^i сохранен член $0,5 L^i B^i$, где $i = 1, 2$, и опущен существенно меньший член D^i .

Диаметр резьбы болта

$$d = B' b_p, \quad (149)$$

где B' — безразмерный коэффициент, определяемый по табл. 12.

Таблица 12. КОЭФФИЦИЕНТ B' ДЛЯ ЦЕЛЬНЫХ ФЛАНЦЕВ

P_y кгс/см ²	1,0—2,5	6	10	16	25	40; 64	100	160	200
B'	1,0	0,9	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55

Примечание. Для болтов соединения с фланцами D_y 25 мм P_y 200 кгс/см² коэффициент B' в табл. 12 увеличивают на 30%.

Величина s_n для фланцев назначается так:

$D_{в. ф.} \geq 100$; $P_y \leq 64$ кгс/см ²	$s_n = 0,75 b_p$;
$D_{в. ф.} \geq 100$; $P_y \geq 100$ кгс/см ²	$s_n = 0,85 b_p$;
$D_{в. ф.} > 100$; P_y любое	$s_n = 0,70 b_p$;

Уклон i для кованных фланцев $i = 1/3$ (допускается $i = 1/2,5$), а для литых $i = 1/5$.

Наружный диаметр кольца

$$D_{н. ф.} = D_{в. ф.} + 2(s_n + r) + 2D_r + 5, \quad (150)$$

где r — радиус галтели в основании конической втулки

$$r \leq 0,6s_n. \quad (151)$$

Диаметр окружности болтов

$$D_1 = D_{н. ф.} - D_r - 5. \quad (152)$$

Назначив число болтов кратным 4 или 2, по формуле (86) определяют напряжения в них.

Порядок решения первой задачи конструирования цельных фланцев следующий.

Условиям эксплуатации трубопровода или сосуда, к которым не предъявляются требований по повышенным статическим и динамическим нагрузкам, взрывоопасности и токсичности рабочей среды, отвечают стандартные фланцы [40].

Пусть, далее, к данному, ранее рассчитанному фланцевому соединению (величинам, относящимся к нему, приписываем индекс 1), предъявлены новые требования по дополнительному восприятию внешнего момента $M = 0,5 M_{\text{пред}}$ и по усилению токсичности рабочей среды фланец должен быть в $m > 1$ раз менее напряженным. Требуется при $D_{н. \phi} = \text{const}$ и $D_{н. \phi} = \text{const}$ подобрать b_{p_2} , s_{H_2} нового, усиленного фланца (величинам, относящимся к нему, приписываем индекс 2).

Схема решения такова. Определяем:

$M_{\text{пред}}$ — по формуле (139) и находим M_2 ;

Q_{M_2} — по формуле (118) с учетом M_2 ;

$Q_{\text{упл}}$ — по формуле (170);

$$Q_2 = Q_{M_2} + P + Q_{\text{упл}}$$

Формула (148) для искомой толщины кольца фланца b_p принимает вид

$$b_{p_2} = b_{p_1} \frac{m Q_{\text{пр}_2}}{Q_{\text{пр}_1}}, \quad (153)$$

где b_{p_1} , $Q_{\text{пр}_1}$ известны по условию задачи; $B_1/B_2 = 1$, поскольку $D_{н. \phi} = \text{const}$; $Q_{\text{пр}_2}$ определено по формуле (24) с учетом Q_2 ; m — коэффициент согласно условию задачи. Затем, как указано в начале параграфа, назначаем s_{H_2} , i_2 .

Порядок расчета второй задачи.

Требуется определить новые размеры b_{p_2} , s_{H_2} данного цельного фланца при $D_{н. \phi} = \text{const}$, $Q = \text{const}$ и изготовлении его из сплава с пределом текучести σ_{T_2} , а не из стали с пределом текучести σ_{T_1} , причем $\sigma_{T_1} > \sigma_{T_2}$. Поскольку $D_{н. \phi} = \text{const}$ и $Q = \text{const}$, то формула (148) с учетом формулы (153) принимает вид

$$b_{p_2} = m' b_{p_1} \quad (154)$$

где $m' = \sigma_{T_1}/\sigma_{T_2}$.

Далее, как в решении первой задачи, назначаем s_{H_2} , i . Затем проверяем запас прочности по втулке

$$n_{BT_2} = n_{BT_1} \left(\frac{s_{H_1}}{s_{H_2}} \right)^2 \frac{\sigma_{T_2}}{\sigma_{T_1}}. \quad (155)$$

Здесь индексы 1 и 2 указывают на принадлежность величин также, как в σ_{T_1} , σ_{T_2} . Величина n_{BT_1} предполагается известной. Формула (155) получена из условия равенства величин в отношении $\sigma_{T_1}/\sigma_{T_2}$ их выражениям, записанным через напряжения и n_{BT_1} , n_{BT_2} с учетом равенства (приближенного) моментов M_0 (47) для обоих фланцев.

Таблица 13. КОЭФФИЦИЕНТ A'' ДЛЯ ПЛОСКИХ ПРИВАРНЫХ ФЛАНЦЕВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО ГОСТ 1255—67

P_y , кгс/см ²	1,0; 2,5		6		10		16		25	
	D_y , мм	A''	D_y , мм	A''	D_y , мм	A''	D_y , мм	A''	D_y , мм	A''
80—200	250—800	19—17,5	80—350	400—1000	39—330	400—600	80—400	500—600	80—300	370—500
19—17,5	25—27	31—33	26—28,5	30,5—37	29—31	31—33	35—41	51,5—53	37,5—42	46—56

Примечание. Два значения A'' в клетке отвечают двум D_y в соответствующей верхней клетке; для промежуточных D_y значения A'' находят интерполяцией.

Плоские приварные фланцы. Расчетную толщину кольца приварного фланца в мм вычисляют по формуле, аналогичной формуле (147),

$$b_p = \frac{A'' D_{в. \phi}}{D_{в. \phi} + 35}, \quad (156)$$

где A'' — коэффициент, определяемый по табл. 13; $D_{в. \phi}$ — внутренний диаметр обечайки или трубы, т.е. $D_{в. \phi} = D_{в.}$. К рассматриваемым фланцам применима формула (148).

Диаметр резьбы болтов

$$d = B'' b_p, \quad (157)$$

где B'' — безразмерный коэффициент, приведенный в табл. 14.

Наружный диаметр кольца фланца

$$D_{н. \phi} = D_{в. \phi} + 4s + 2D_r + 5 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности болтов определяют по формуле (152).

Свободные фланцы. Конструирование фланца на наконечнике с конической втулкой начинают с назначения размеров конической втулки: $s_n/s = 2$, $i = 1/8$ при $D_{в. \phi} \leq 250$ мм и $i = 1/5$ при $D_{в. \phi} > 250$ мм. Далее назначают толщину бурта наконечника $l_{б. н} = s_n$.

Радиус галтели r в основании конической втулки по зависимости (151).

Наружный диаметр бурта наконечника $D_{н. б} = D_{в. \phi} + 2(s_n + r + \Delta_б)$ мм, где $\Delta_б = 3 \div 5$ мм — ширина кольцевой площадки для опирания кольца фланца, равная 3 при $D_{в. \phi} \leq 500$ мм и 5-ти при $D_{в. \phi} > 500$ мм.

Малая масса бурта наконечника и основная роль конической втулки в сопротивлении наконечника деформации позволяют пренебречь выступающей частью бурта при назначении прочных размеров втулки; расчет сводится к выполнению условия:

$$\sigma_{в. б} = \frac{6M_{б. н}}{s_n^2} \geq 1,2.$$

Таблица 14. КОЭФФИЦИЕНТ B'' ДЛЯ ПЛОСКИХ ПРИВАРНЫХ ФЛАНЦЕВ

P_y кгс/см ²	1,0; 2,5	6	10	16	25
B''	1,0	0,9	0,85	0,80	0,80

Здесь $M_{б.н}$ — интенсивность момента, приложенного к бурту наконечника

$$M_{б.н} = \frac{Q_{пр} (D_{н.б} - D_{в.ф})}{\pi D_{в.ф}}$$

где $Q_{пр}$ см. формулу (25).

24. КОНСТРУКТИВНЫЙ ЗАПАС ПРОЧНОСТИ

Выполненное ниже исследование прочности фланцев с размерами по основным стандартам [40] приводит к заключению как о целесообразности прочных размеров этих фланцев, так и о необходимости вариаций запаса прочности для создания фланцев с наименьшим весом. Вариация запасов прочности заключается в переходе от $n_{вт}$ к $n_{вт}^k$. Область применения $n_{вт}^k > n_{вт}$ ограничена фланцами больших диаметров до $P_y = 40$ кгс/см², а область применения $n_{вт} > n_{вт}^k$ — плоскими приварными фланцами, а также цельными фланцами при частных условиях эксплуатации.

В развитие теории конструирования исследование прочности фланцев выполнено способом, опирающимся на теорию моделирования с применением расчетной модели фланца (рис. 35).

Как и цельные фланцы, их расчетные модели геометрически подобны при равенстве отношений сходных размеров:

$$\frac{D_{в.ф}}{D'_{в.ф}} = \frac{D_{н.ф}}{D'_{н.ф}} = \frac{b}{b'} = \frac{s_{пр}}{s'_{пр}}, \quad (158)$$

где штрих отмечает величины, относящиеся ко второй расчетной модели.

Подобие тех же расчетных моделей по нагрузке болтов и напряжениям запишется условием:

$$\frac{Q_{пр}}{Q'_{пр}} = \frac{\sigma_1 \text{ изг}}{\sigma'_1 \text{ изг}} = \frac{\sigma_k}{\sigma'_k} = \frac{\sigma_r}{\sigma'_r}. \quad (159)$$

Условия (158), (159) выполняются, если будут постоянными числами следующие параметры подобия:

$$\frac{D_{н.ф}}{D_{в.ф}}; \quad \frac{s_{пр}}{D_{н.ф}}; \quad \frac{b}{s_{пр}}; \quad \frac{\sigma_1 \text{ изг}}{\sigma_k}; \quad \frac{\sigma_r}{\sigma_k}.$$

Пятый параметр подобия опускаем, рассматривая фланцы, для которых $\sigma_k > \delta_r$. Пользуясь четвертым параметром, записываем;

$$\frac{\sigma_{1 \text{ изг}}}{\sigma_k} = \frac{\sigma_T/n_{\text{вт}}^M}{\sigma_T/n_k^M},$$

где $n_{\text{вт}}^M, n_k^M$ — запасы прочности соответственно во втулке и кольце расчетной модели.

Заменив напряжения их выражениями (47), (51), после замены s_n на $s_{\text{пр}}$, получим зависимость для цельного фланца:

$$\frac{1,65 [b/s_{\text{пр}} + 1,56 \sqrt{0,5 (D_{\text{в. ф}}/s_{\text{пр}} + 1)}]}{(1 + s_{\text{пр}}/D_{\text{в. ф}}) b/s_{\text{пр}}} = \frac{n_k^M}{n_{\text{вт}}^M}. \quad (160)$$

Выражение (160) позволяет определить запасы прочности в цельных фланцах без их расчета. На графике (рис. 49) кривые отвечают выражению (160). Каждая кривая построена при условии,

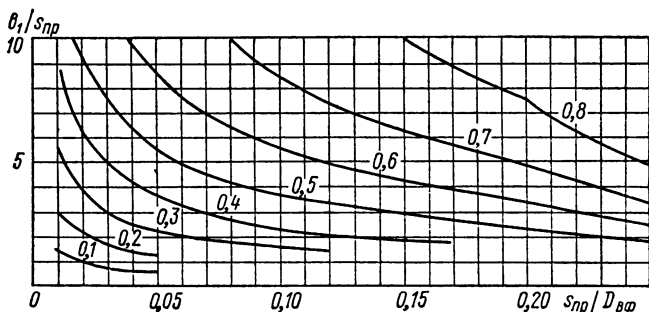


Рис. 49. К определению запаса прочности во втулке модели фланца

что $n_k^M = n_k = 1,5$, где $n_k = 1,5$ есть нормативный, он же фактический запас прочности для кольца фланца, а запас прочности $n_{\text{вт}}^M$ в соответствии с возможными запасами прочности во втулках основных стандартных фланцев [40] принимает значения: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 в силу чего график имеет семь кривых.

Операции по определению с помощью графика (рис. 49) запасов прочности во фланцах сводятся к следующему:

- записываем величины $b_p, D_{\text{в. ф}}, s_n, i$;
- пользуясь графиками рис. 33 и 34, определяем $s_{\text{пр}}$;
- находим отношения $b/s_{\text{пр}}, s_{\text{пр}}/D_{\text{в. ф}}$, являющиеся ординатами точки на графике и затем отсчитываем $n_{\text{вт}}^M$ по кривой, на которой лежит эта точка, при необходимости с помощью линейной интерполяции. Пользуясь аналогией с формулой (155), вычисляем

$$n_{\text{вт}} = n_{\text{вт}}^M \left(\frac{s_n}{s_{\text{пр}}} \right)^2. \quad (161)$$

Найденные с помощью графика (рис. 49) запасы прочности в основании втулок фланцев по ГОСТ 12830—63 (см. табл. 15).

**Таблица 15. ЗАПАС ПРОЧНОСТИ
В ОСНОВАНИИ ВТУЛОК ФЛАНЦЕВ
ПО ГОСТ 12830—67 ПРИ $n_k = 1,5$**

D_y , мм	P_y , кгс/см ²								
	1,0—2,5	6	10	25	40	64	100	160	200
25	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,0	1,3	1,3	1,0
80	1,2	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,2
125	1,5	1,3	1,2	1,2	1,3	1,3	1,0	1,0	1,3
200	1,7	1,4	1,1	1,2	1,2	1,3	1,5	1,2	1,4
250	1,4	1,4	1,1	1,2	1,4	1,3	1,3	1,3	1,1
300	1,6	1,5	1,5	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	
350	1,6	1,6	1,6	1,2	1,3	1,2	1,2	1,2	
400	2,0	1,7	1,6	1,3	1,3	1,2	1,2		
500	2,1	2,0	1,6	1,3	1,1				
600	2,6	2,4	1,7	1,4					
800	1,8	1,8	2,4	1,5					
1000	2,9	2,9	1,7						
1200	3,0	2,7	1,6						
1400	3,5	2,8							

Из табл. 15 заключаем, что для большей части фланцев запас прочности $n_{вт}$ лежит в пределах от 1,0 до 1,4, чем подтверждается справедливость нормативных величин $n_k = 1,5$; $n_{вт} = 1,2$, (см. п. 13). Исключение составляют фланцы под жирной чертой в табл. 15, для которых конструктивный запас прочности $n_{вт}^k$ изменяется от 1,4 до 3,5, так как только путем утолщения конической части втулки можно создать такие фланцы, обладающие наименьшим весом.

Аналогичный предыдущему анализ коэффициентов запаса прочности для плоских приварных фланцев по ГОСТ 12827—67 показывает, что при $n_k = 1,5$ в крае трубы или обечайки сосуда имеет место упруго-пластическая деформация, характеризующаяся значением $n_{вт}^k = 0,2$. Такой же, по существу, вывод о работе плоских приварных фланцев был сделан ранее [15, 16, 49].

Условие $n_{вт}^k < 1$ служит подтверждением достоверности положения о допустимости упруго-пластических деформаций во втулках фланцев, сформулированного в п. 13.

25. ФЛАНЦЫ НА РЕЗЬБЕ

Фланцы на резьбе определены стандартами:

а) фланцы стальные с шейкой на резьбе на $P_y = 16$ кгс/см², ГОСТ 12826—67 и ГОСТ 1245—67 (рис. 28, а);

б) фланцы стальные резьбовые на $P_y 200—1000$ кгс/см², ГОСТ 9399—75 (рис. 28, б).

Реакция прокладки во фланцевом соединении с фланцем с шейкой на резьбе действует на кольцо фланца, а в соединении с фланцем резьбовым — на его наконечник. Фланец с шейкой на резьбе рассчитывается как цельный, фланец резьбовой — как свободный. Возможность расчета кольца резьбового фланца как кольца свободного фланца подтверждена экспериментально [21].

Во фланцах с шейкой применяется трубная цилиндрическая резьба по ГОСТ 6357—73.

В соединениях со стальными резьбовыми фланцами применяется метрическая резьба по ГОСТ 9150—59. Форма впадин резьбы наконечника должна быть закругленной с радиусом $(0,108 \div 0,144)s$, где s — шаг резьбы.

Наконечник фланца (рис. 10, б) рассчитывают по внутреннему диаметру резьбы, во-первых, как трубу на внутреннее давление; во-вторых, на растяжение внешней силой, равной нагрузке болтов Q с запасом прочности по пределу текучести 1,5.

Выносливость при изгибе соединения с резьбовыми фланцами и резьбой на наконечнике $M76 \times 3$ [39], изготовленной резцом с последующей обкаткой, оказалась в несколько раз большей, чем при изготовлении без обкатки; упрочнение обкаткой резьбы шпилек М30 предотвращало их разрушение при циклическом изгибе опытных соединений.

26. ФЛАНЦЫ В ОБЛАСТИ ПОЛЗУЧЕСТИ ИХ МАТЕРИАЛА

Задача о нарастании прогибов фланцев в области ползучести сводится к оценке времени между повторными затяжками болтов для сохранения плотности соединения.

Методику и пример расчета на ползучесть и релаксацию фланцевых соединений с прокладкой, служащей опорой фланцев, см. в работе [5].

Ранее, вместо расчетной оценки применялись опытные рекомендации по увеличению расчетной нагрузки болтов фланцевых соединений, находящихся в условиях ползучести [9].

Конструктивное решение задачи заключается в применении фланцевых соединений с затвором, содержащим упругую прокладку, кинематически исключающим нарастание прогибов фланцев.

Указанные в п. 4 упругие металлические прокладки с металлическим покрытием успешно применялись в процессе изготовления и испытаний фланцевых соединений ракетных двигателей от криогенных температур до температуры продуктов сгорания $+790^\circ\text{C}$ [43].

27. ЧАСТНЫЕ СЛУЧАИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Частными называются непредусмотренные случаи эксплуатации фланцевых соединений. К ним относятся соединения с фланцами, в том числе цельными, получившими малые упруго-пластические деформации, либо во втулке (рис. 50, а), либо во втулке и кольце (рис. 50, б) и с фланцами, смыкающимися по наружным кромкам колец.

Первый частный случай встречается во фланцевых соединениях низких и средних давлений, невысоких температур, с мягкими прокладками и при условии исключения повторных затяжек болтов. Прочность таких фланцев не вызывает сомнений (см. п. 13). Прочность болтов, получивших существенный изгиб, обеспечивается исключением повторных затяжек. Мягкие прокладки заполняют неровности уплотнительных поверхностей, образовавшиеся при упруго-пластической деформации колец фланцев, и тем самым уплотняют затвор.

Плотность фланцевых соединений в первом случае их эксплуатации оценивают по выражениям в пп. 16 и 17.

Соединения с фланцами, смыкающимися по наружным краям колец [4], представляющие второй частный случай эксплуатации, принципиально отвечают схеме работы фланцев с опорным кольцом (см. рис. 6), однако с той особенностью, что значительная деформация фланцев сопровождается изгибом болтов, который может препятствовать их повторным затяжкам.

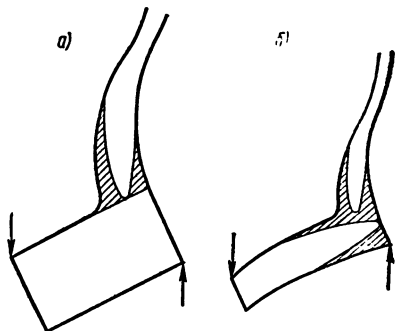


Рис. 50. Возможные области малых пластических деформаций для фланцев: а—во втулке, б—во втулке и кольце

28. СБОРКА РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Забойны, риски и другие повреждения уплотнительных поверхностей фланцев, наконечников, ниппелей и прокладок исключаются предохранительными заглушками или иным способом предохранения, распространяющимся на болты и гайки. Для равномерного по окружности обжатия фланцев и бугелей болты затягивают в последовательности «крест на крест».

Затяжка, величина которой для болтов и гаек штуцерных соединений определяется расчетом (см. п. 33), может осуществляться следующими способами:

- по крутящему моменту, отсчитываемому по указателю на гаечном ключе. Способ получил широкое применение в трубопроводах, сосудах и в машиностроении при затяжке силой руки человека;

- по углу поворота гайки. Разновидность первого способа приобретающая самостоятельное значение при наличии ключей для затяжки по углу поворота. В общем случае применяется, если ключи с указателями момента недостаточны для затяжки болтов;

- по удлинению болта. Применяется либо при болтах особо большого диаметра и невозможности затяжки с помощью первых двух способов, либо в контрольных целях, а также при исследовании болтовых соединений.

В ряде случаев, после сборки соединения и его выдержки в течение нескольких десятков часов, затяжка снижается, так что требуется повторно затянуть болты до расчетной нагрузки. Нормированная погрешность величины затяжки болта первыми двумя способами — 15%.

Глава пятая

ФЛАНЦЫ СОСУДОВ

Полученные выше решения в равной мере применимы к фланцевым соединениям трубопроводов и сосудов. При конструировании и расчете фланцевых соединений сосудов важное значение получают следующие новые задачи о прочности: отбортовки медной обечайки сосуда, фланцев с косынками, фланцев эмалированных сосудов и фланцев прямоугольных. Ниже даны решения этих задач.

29. ПРОЧНОСТЬ ОТБОРТОВКИ ОБЕЧАЙКИ СОСУДА

Задача о ширине отбортовки сводится к оценке осевого растягивающего усилия G , при котором происходит ее вытяжка.

Усилие вытяжки без учета прижима [5]

$$G = \pi D'_{в.ф} s \sigma_b n, \quad (162)$$

где σ_b — предел прочности материала обечайки в кгс/см², n — поправочный коэффициент, зависящий от коэффициента вытяжки m , равного: $m = D'_{в.ф} / D_0$, D_0 — наружный диаметр отбортовки (см. рис. 4).

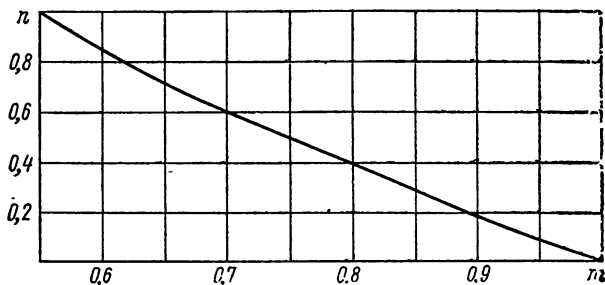


Рис. 51. Поправочный коэффициент n в зависимости от коэффициента вытяжки m

Коэффициент m определяется по графику (рис. 51). Отбортовка не вытягивается силой внутреннего давления, если $1,2 \cdot 0,785 \rho D_b^2 \leq G$, где коэффициент 1,2 есть запас прочности, учитывающий, в основном, погрешность формулы (162).

Если усилие вытяжки не обеспечивает целостность фланца при эксплуатации, то отбортовку усиливают заклепками, распо-

лагая их по окружности болтов, между болтами (рис. 11). Диаметр заклепки обычно принимают $d_{зак} = 0,5d_1$, число заклепок $z_{зак}$ определяют из условия

$$1,2 \cdot 0,785\rho D_B^2 + Z = G + T (D_{н. \phi} - D_1) sz_{зак}, \quad (163)$$

где $D_{н. \phi} = D_0$; G — по формуле (162); Z — дополнительное внешнее осевое усилие, приложенное к фланцевому соединению. Второй член в правой части формулы (163) есть сопротивление, оказываемое заклепками вытягиванию отбортовки, равное усилию скалывания отбортовки заклепкой по двум площадкам $0,5(D_{н. \phi} - D_1)$; $T = 0,6\sigma_T$ — напряжение скалывания.

Часть нагрузки болтов, передающаяся на прокладку, может рассматриваться как усилие прижима отбортовки, повышающее усилие вытяжки (162), которое определяется в этом случае по формуле $G = \pi D_{в. \phi}' s \sigma_{в} (1/m - 1) b_1$, где m — коэффициент вытяжки; b_1 — поправочный коэффициент. Если $\frac{s}{D_{в. \phi}} 100 > 1$, то $b_1 = 1,2$; во всех других случаях $b_1 = 1$. Формула действительна при q от 8 до 15 кгс/см².

30. ФЛАНЦЫ С КОСЫНКАМИ

Косынки или ребра (рис. 52) существенно снижают деформацию кольца фланца. При расчете будем исходить из следующих допущений:

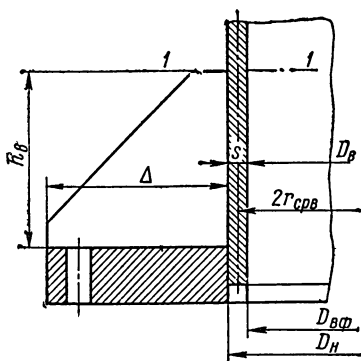


Рис. 52. Фланец с косынками

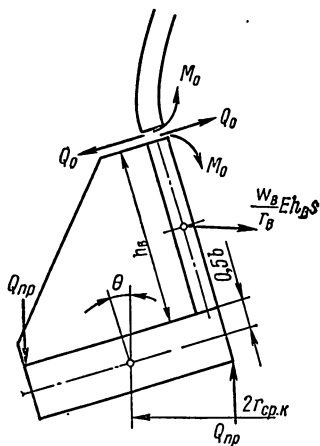


Рис. 53. Расчетная схема фланца с косынками

- число косынок достаточно велико, чтобы обеспечить осесимметричную деформацию края обечайки,
- жесткость косынок такова, что деформация фланца и части обечайки в пределах косынки состоит в повороте радиального сечения подкрепленного фланца на угол θ (рис. 53).

Толщина косынки $\delta = s$; ширина Δ равна свободной ширине кольца фланца. Число косынок z_k определяется из условия прочности сварных швов при предварительно назначенной высоте косынки h_b . Сварные швы косынок рассчитывают на прочность по номинальным напряжениям, которые вычисляются в предположении равномерного распределения их по сечению шва.

Таблица 16.
ДОПУСКАЕМЫЕ
НАПРЯЖЕНИЯ
ДЛЯ СВАРНЫХ ШВОВ
ПРИ РУЧНОЙ СВАРКЕ [30]

Вид нагружения	Допускаемое напряжение при сварке
Растяжение	0,8
Срез	0,65

Среднее напряжение

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{Q_i}{\varphi (\Delta + h_b) \delta z_k}, \quad (164)$$

Здесь $\varphi < 1$ — коэффициент, вводимый при прерывном сварном шве. Напряжение (164) между косынками и кольцом фланца есть напряжение растяжения, а в сечении между косынкой и обечайкой — напряжение среза, допускаемые величины (см. табл. 16).

Условие для определения z_k :

$$\varphi (\Delta \delta 0,8 \sigma_T + h_b \delta 0,65 \sigma_T) = z_k.$$

Уравнение равновесия радиального сечения фланца с косынками, записанное относительно единицы длины средней окружности кольца (рис. 53),

$$T = T_k + T_b \frac{r_{\text{ср. в}}}{r_{\text{ср. к}}} + \frac{w_b}{r_{\text{ср. в}}} E h_b s \frac{r_{\text{ср. в}}}{r_{\text{ср. к}}} + [M_0 + Q_0 (h_b + 0,5b)] \frac{r_{\text{ср. в}}}{r_{\text{ср. к}}}, \quad (165)$$

где T — крутящий момент от нагрузки болтов

$$T = \frac{Q_{\text{пр}} (D_{\text{н. ф}} - D_{\text{в. ф}})}{4\pi r_{\text{ср. к}}};$$

T_k — крутящий момент, необходимый для поворота кольца,

$$T_k = \frac{\theta E b^3 \ln D_{\text{н. ф}} / D_{\text{в. ф}}}{12 r_{\text{ср. к}}};$$

T_b — то же, необходимый для поворота части обечайки длиной h_b ,

$$T_b = \frac{\theta E h_b^3 \ln D_{\text{н. ф}} / D_{\text{в. ф}}}{12 r_b};$$

w_b — радиальное перемещение центра части обечайки длиной h_b при ее повороте на угол 0:

$$w_b = 0,5\theta (h_b + b);$$

$\frac{w' r}{r_b} E h_b s$ — сила, соответствующая радиальному перемещению w_b ,
 h_w — плечо этой силы: $h_w = 0,5(h_b + b)$, $r_a = 0,5(D_b + s)$; M_0 ,
 Q_0 — усилия в сечении обечайки, полученные путем несложных
 преобразований известных формул изгиба полубесконечной балки
 на упругом основании, полагая в них прогиб балки под грузом,
 равным $Q(h_b + 0,5b)$:

$$M_0 = [2\beta^2 (h_b + 0,5b) + 2\beta] \theta EJ;$$

$$Q_0 = [4\beta^3 (h_b + 0,5b) + 2\beta^2] \theta EJ,$$

где

$$EJ = \frac{Es^3}{12(1-\nu^2)}.$$

Внеся полученные выше выражения в (165), найдем:

$$\theta = \frac{1}{4\pi E} \frac{Q_{пр} (D_{н.ф} - D_{в.ф})}{A_{кр}}, \quad (166)$$

где

$$A_{кр} = b^3 \ln \frac{D_{н.ф}}{D_{в.ф}} + h_b^3 \ln \frac{D_{н.ф}}{D_{в.ф}} + [0,25 (h_b + b) h_b s + \\ + 4\beta^3 J (h_b + 0,5b)^2 + 4\beta^2 J (h_b + 0,5b) + 2\beta J] r_{ср.в.}$$

Напряжение в кольце фланца вычисляют по формуле (50),
 где θ — см. выражение (166).

При необходимости определения напряжений в сечении обечайки, примыкающем к косынке, находим:

изгибное напряжение $\sigma_{изг}^p$ от внутреннего давления, как в защемленном крае обечайки [5]:

$$\sigma_{изг}^p = \frac{3p}{\beta^2 s^2}. \quad (167)$$

Здесь и в выражении $A_{кр}$: $\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{r_{ср.в.}^2 s^2}}$.

Напряжение (167) суммируют с продольным напряжением обечайки от внутреннего давления.

31. ФЛАНЦЫ ЭМАЛИРОВАННЫХ СОСУДОВ

В различных отраслях промышленности применяются стальные сосуды, покрытые стеклоэмалью. Такие сосуды изготавливаются с фланцами под зажимы или на отбортовке (рис. 2 [36]), или цельными (рис. 54), либо с фланцами под болты (рис. 55, а, б).

В области покрытия эмалью острые грани фланцев скругляют, и не допускают разнотолщинности более 3-х. Применяемым фланцам свойственно существенное коробление уплотнительных поверхностей, возникающее при многократных обжигах в процессе

эмалирования и затрудняющее уплотнение фланцевых соединений (табл. 17). Этого недостатка лишено соединение с наконечниками под зажимы (рис. 56); кроме того, указанное соединение исключает пики краевых напряжений в сосудах близ фланцев применяемой конструкции (рис. 1, рис. 2 [36]), представляющих защемленные края обечайки и крышки сосуда. Прокладка покрывает все основание наконечника (рис. 56). Конической втулке наконечника сообщают уклон, как правило, $i = 1/3$. Бурт зуба для присоединения зажима возможно плавно соединяется с конической втулкой. Прочность наконечника оценивается с учетом изгибных напряжений в сечении 1—1 конической втулки, в теле зуба толщиной b_z и в вершине конической втулки (рис. 56).

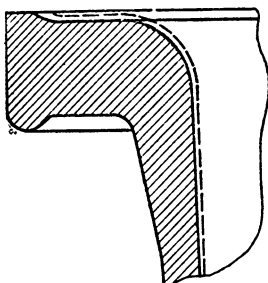


Рис. 54. Эмалированный фланец под зажимы. Штриховая линия—эмалевое покрытие

В сечении 1—1: $\sigma_{1,1} = 6M/s'_H{}^2$. Здесь: $M = Q_{эж}H/\pi D_H$, где H — плечо нагрузки зажимов $Q_{эж}$, определяемой по условию достижения напряжениями в болтах зажимов предела текучести;

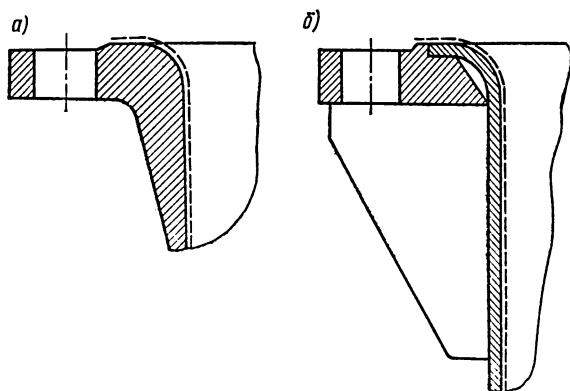


Рис. 55. Эмалированные фланцы под болты; а—цельный; б—на отбортовке с косынками. Штриховая линия—эмалевое покрытие

s'_H — толщина стенки втулки в сечении 1—1; напряжение $\sigma_{1,1}$ суммируется с продольным напряжением от рабочего давления $\sigma_2 = pD_b/4s_H$.

В теле зуба: $\sigma_{зб} = 6M'/b_{зб}^2$, где $M' = Q_{эж}H'/\pi D_H$

В вершине конической втулки по фор-ле (49), причем это напряжение алгебраически суммируется с продольным напряжением от рабочего давления в стенке сосуда.

Таблица 17. ДОПУСКАЕМЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ РАЗМЕРОВ
ЭМАЛИРОВАННЫХ ФЛАНЦЕВ, ММ

Допускаемые отклонения, мм	Внутренний диаметр сосуда, мм		
	до 1000	1000—1800	свыше 1800
Зазор между фланцами при отсутствии прокладки	4	6	8
Нависание фланцев	5	6	8
Овальность фланцев	6	15	1% от внутрен- него диаметра сосуда

Запас прочности для напряжения σ_{36} назначают равным 1,5 относительно предела текучести материала наконечника.

Напряжение во фланцах под болты определяют как в цельных фланцах (главы 2 и 6), а во фланцах с косынками согласно п. 29. Закругление внутренней грани кольца учитывают снижением его расчетной толщины $b_p = 0,9b$. Определенное при этом условие кольцевое напряжение (51) есть кольцевое напряжение сжатия на закруглении внутренней грани кольца фланца. Для рассматриваемых сосудов напряжения в фланцах и наконечниках, вызванные изгибной деформацией, и нормальные — изгибным расчетным, не вычисляют ввиду малости этих нормальных напряжений. Погрешность располагается в запас расчета, поскольку знаки изгибного расчетного и нормального к нему напряжения совпадают.

При расчете напряжений жесткостью эмалевого покрытия пренебрегают, т. к. толщина покрытия $s_{пк}$ мала по сравнению с толщиной покрываемого металла s_m (отношение $s_{пк}/s_m \leq 0,1 \div 0,2$). Соответствующая погрешность располагается в запас расчета и не превышает 20%. Характеристикой прочности эмалевого покрытия обычно служит предел упругости эмалированной стали $\sigma_{0,005}$, зависящий от материала покрытия, технологии эмалирования, марки стали и рабочей температуры сосуда (табл. 18). Достижение напряжениями в эмалированной стали предела упругости отвечает началу разрушения эмалевого покрытия. Образующиеся при этом в пограничном слое металла полосы Чернова — Людерса представляют собой как бы дефекты на внутренней поверхности покрытия, вызывающие концентрацию напряжений, и как следствие этого истощение когезионной прочности покрытия.

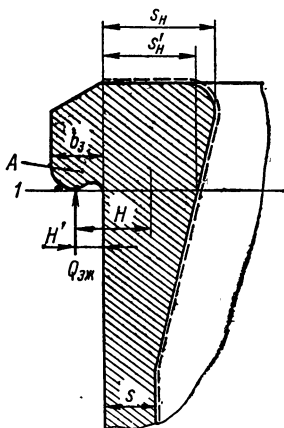


Рис. 56. Наконечник соединения с зажимами для эмалированных сосудов, предложенный И. Г. Шерманом и Л. А. Ярошевской. Штриховая линия — эмальевое покрытие

Таблица 18. ПРЕДЕЛ УПРУГОСТИ $\sigma_{0,005}$ ЭМАЛИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ, КГС/СМ²

Сталь	08			10			10Г2С1		
	20 °С	200 °С	300 °С	20 °С	200 °С	300 °С	20 °С	200 °С	300 °С
3132—30	1800	1600	1200	2800	2300	1900	2400	2100	1900
57	1900	1850	1100	2900	2600	2200	2600	2300	2000
15—13Ц	1700	1650	1400	2800	2500	2200	2600	2300	2000
54	1900	1800	1250						
20	2000	1800	1300						
105Г	1600								

Разрушение покрытия, вызванное пластическими деформациями в металле, имеет вид скола, трещины, выпучивания, чешуйчатого отслоения и т. п. В зависимости от пары «эмаль — сталь» наблюдается либо повышение, либо понижение предела упругости эмалированного металла против его значения для неэмалированной стали, что объясняется упрочнением или разупрочнением стали в процессе эмалирования.

Предельному состоянию эмалевого покрытия при появлении в металле начальных пластических деформаций соответствует теория наибольших касательных напряжений. Запас прочности относительно предела упругости при расчете эмалированного фланца назначается равным 1,5. Здесь энергетическая теория прочности не согласуется с опытом и дает погрешность в опасную сторону [37].

На закруглениях и галтелях проверяют когезионную прочность покрытия. В этом случае предельному состоянию покрытия соответствует теория наибольших линейных деформаций.

Условие прочности может быть записано в напряжениях:

$$\frac{\sigma_{кгз}}{n} \geq \sigma_1^0 - \nu_{пк} \left(\sigma_{1,1} \frac{E_{пк}}{E_m} + \sigma_2^0 + \sigma_3^0 \right),$$

где $\sigma_{кгз}$ — предел когезионной прочности покрытия, определяемый экспериментально [41, 42], n — запас прочности, назначаемый равным 3; $\nu_{пк}$ — коэффициент Пуассона эмалевого покрытия, $\nu_{пк} = 0,17 \div 0,28$; σ_1^0 — радиальное растягивающее внутреннее напряжение в покрытии; для эмалированных фланцев стандартных размеров принимают $\sigma_1^0 = 0$; $\sigma_{1,1}$ — расчетное напряжение, определяемое с учетом теоретического коэффициента концентрации напряжений [30]; $\sigma_2^0 = \sigma_3^0 = \frac{(\alpha_{пк} - \alpha_m)(T - T_0) E_{пк}}{1 - \nu_{пк}}$ — меридиональное и тангенциальное внутренние напряжения сжатия в покрытии; $E_{пк}$ — модуль упругости эмалевого покрытия, $E_{пк} = (0,2 \div 1,3) 10^6$ кгс/см²; E_m — модуль упругости стали, кгс/см²; $\alpha_{пк}$ — коэффициент температурного расширения эмалевого покры-

тия, $\alpha_{пк} = (6 \div 13) 10^{-6}$ град $^{-1}$; α_m — коэффициент температурного расширения стали; T — температура размягчения покрытия, $T = 490 \div 560$ °C; T_0 — температура эксплуатации эмалированного сосуда.

32. ПРЯМОУГОЛЬНЫЕ ФЛАНЦЫ

Полосы, составляющие кольцо, обычно приваривают к прямоугольной обечайке. Прокладка закрывает всю площадь разъема, так как полосы практически не оказывают сопротивления повороту их поперечных сечений. Толщина полос b и шаг болтов t , назначаемый из условия соприкосновения оснований конусов давления [30] соседних болтов, связаны условием: $b = t - 1,2a$, где a — полусумма диаметров опорных площадей гайки и головки болта. Нагрузку болтов $Q_{п. ф}$ прямоугольного фланца назначают равной

$$Q_{п. ф} = k p c t z + Q_{упл} \quad (168)$$

где k — безразмерный коэффициент, изменяющийся от 0,42 до 0,51 при изменении отношения c/d от 1,0 до 5,0, c — малая сторона средней линии прокладки, d — большая сторона. Первый член ф-лы (168) превышает силу давления рабочей среды $p c d$, что позволяет затянуть все болты одинаково, хотя правильнее болты в середине сторон прямоугольника затягивать на указанную величину, а болты краев сторон — на меньшую величину. Часть нагрузки болтов $Q_{упл}$ назначают согласно п. 33.

Решения, составляющие основу расчета плоских крышек с подкрепляющими ребрами и без них, см. в работе [34], причем каждая такая крышка рассматривается как прямоугольная пластина, свободно опертая на жесткий контур, образованный головками (гайками) болтов, нагруженная давлением рабочей среды.

Глава шестая

ПОРЯДОК И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ФЛАНЦЕВЫХ И БУГЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ И ПЛОТНОСТЬ

33. Определение нагрузки болтов

Общая формула для определения нагрузки болтов фланцевых соединений:

$$Q = P + Q_{упл} + Q_m + Q_{\Delta} + Q_p \quad (169)$$

Здесь $Q_{упл}$ — определено формулами:

$$Q_{упл} = F_3 q; \quad Q_{упл} = \pi D_2 q_s \quad (170)$$

где q, q_s — см. п. 4; Q_m при заданном M определяют расчетом по ф-лам п. 17. При неоговоренном M для фланцевых соединений трубопроводов пользуются выражением: $Q_m = \xi P$, где коэффициент ξ назначают с помощью табл. 9, которой можно пользоваться и для фланцев $P_y < 64$ кгс/см²; для фланцев трубопроводов больших D_y коэффициент ξ снижают, но не меньше $\xi = 2$; Q_Δ — часть нагрузки болтов, расходуемая на уплотнение затвора с упруго-искривленными уплотнительными поверхностями,

$$Q_\Delta = F_s \Delta q, \quad (171)$$

где Δq определено ф-лой (64); Q_n — см. п. 26.

Для фланцевых соединений с жесткими прокладками $Q = Q_{сб}$, где $Q_{сб}$ — нагрузка болтов при сборке фланцевого соединения.

Для фланцевого соединения с упругой прокладкой

$$Q_{сб} = Q - \Delta Q, \quad (172)$$

где ΔQ — дополнительная нагрузка болтов, определяемая из ф-лы (90) или (97). Для этого же фланцевого соединения расчетная нагрузка принимается равной $Q + \Delta Q$, если $Q_{сб} = Q$. Рационально сконструированное фланцевое соединение удовлетворяет условию:

$$Q \geq Q_{обж}, \quad (173)$$

где

$$Q_{обж} = F_0 q_0.$$

Здесь q_0 — см. п. 4.

Если $Q_{обж} > Q$, то для выполнения условия (173) уменьшают контактную площадь прокладки F_0 , либо изменяют ее материал.

Если по условиям эксплуатации или монтажа фланцевого соединения возможно превышение расчетной нагрузки, то в качестве расчетной для фланца принимается нагрузка болтов

$$Q_B = z / \sigma_{тб}. \quad (174)$$

Если необходимо ограничить усилие сжатия или деформацию прокладки, то в затвор добавляют опорное кольцо.

В бугельном соединении нагрузка болтов назначается из условия ее достаточности, для уплотнения затвора соединения [см. фор-лу (78)].

В штуцерном соединении прокладка обжимается нагрузкой S [см. ф-лу (81)], затвор уплотняется силой R [см. ф-лу (84)].

34. РАСЧЕТ ЦЕЛЬНЫХ ФЛАНЦЕВ

В табл. 19, 20, 21, 22, а также в табл. 23 и 24, приведены примеры расчета на прочность фланцев и на плотность фланцевых соединений. Прокладка у фланцевого соединения D_y 150 мм, P_y 160 кгс/см² по ГОСТ 12830—67 спиральная, у других соединений прокладки паронитовые.

В кольцах фланцев с отношением $D'_{н. ф} / D_{в. ф} = 2,7$ кольцевое напряжение больше радиального, т. е. последнее в практическом расчете можно не определять.

Таблица 19. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование величины	Обозна- чение	P_y 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)		P_y 160 кгс/см ² D_y 150 мм (ГОСТ 12830-67)	P_y 25 кгс/см ² D_y 300 мм (ГОСТ 12834-67)
		D_y 100 мм	D_y 300 мм		
1	2	3	4	5	6
Наибольшее рабочее давление, кгс/см ²	p	35	35	64	20
Температура рабо- чей среды, °С	t	350	350	480	300
Внутренний диаметр фланца, см	$D_{в.ф}$	9,4	29,4	13,6	30,5
Наружный диаметр кольца фланца, см	$D'_{н.ф}$	25	53	35	48,5
Внутренний диаметр кольца фланца, см	$D'_{в.ф}$	—	—	—	33,1
Наружный диаметр приварного кольца, см	$D_{н.б}$	—	—	—	39
Диаметр окружности болтов, см	D_1	20	46	29	43
Наружный диаметр прокладки, см	$D_{н.о}$	14,9	36,3	25	36,2
Внутренний диаметр прокладки, см	$D_{в.о}$	12,9	34,3	14	33
То же упругой части прокладки, см	$D_{в.с}$	—	—	18	—
Наружный диаметр упругой части проклад- ки, см	$D_{н.с}$	—	—	21	—
Средний диаметр упругой части проклад- ки, см	D'_2	—	—	19,5	—
Средний диаметр наружного ограничи- тельного кольца, см	D''_2	—	—	23	—
Средний диаметр прокладки, см	D_2	13,9	35,3	21,2	34,6
Наибольший диа- метр конической части втудки, см	D_m	14	37	21,4	—
Наружный диаметр цилиндрической части втудки, см	D_n	11	33	16,1	—
То же трубы, см	$D_{н.т}$	—	—	—	32,5
Диаметр отверстия для болтов, см	d_o	2,7	4	3,3	3,0
Число болтов (шпи- лек), шт.	z	8	16	12	16
Номинальная толщи- на кольца, см	b	2,9	5	5	3,4
Расчетная толщина кольца, см	b_p	3	5	5	3,4

Наименование величины	Обозначение	R_y 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67);		R_y 160 кгс/см ² D_y 150 мм (ГОСТ 12830-67)	R_y 25 кгс/см ² D_y 300 мм (ГОСТ 12834-67)
		D_y 100 мм	D_y 300 мм		
1	2	3	4	5	6
Толщина приварного кольца, см	b_6	—	—	—	2,6
Наибольшая толщина стенки конической втулки, см	s_H	2,3	3,8	3,9	—
Наименьшая толщина стенки конической втулки, см	s	0,8	1,8	1,25	—
Толщина стенки трубы, см	s	—	—	—	1
Уклон втулки	i	1/2,5	1/2,5	1/2,5	—
Средний радиус трубы, см	r	—	—	7,42	—
Наружный диаметр резьбы болтов, см	d	2,4	3,6	3,0	2,7
Внутренний диаметр резьбы болтов, см	d_1	2,075	3,167	2,62	2,375
Толщина прокладки, см	b_0	0,1	0,2	0,5	0,2
Толщина ограничительного кольца, см	$b_{0,к}$	—	—	0,38	—
Длина болта между опорными поверхностями головки и гайки, см	l_6	6,2	10,6	—	12,2
Удельное давление на прокладку, кгс/см ²	q_0	150	150	270	120
Удельное давление на прокладку, кгс/см ²	q	70	70	46	70
Изгибающий момент на фланцевом соединении, кгс·см	M	80 000	800 000	230 000	10 000
Крутящий момент на фланцевом соединении, кгс·см	T	60 000	60 000	—	—
Модуль упругости материала фланца, кгс·см	E_Φ	$1,66 \cdot 10^6$	$1,66 \cdot 10^6$	—	$1,7 \cdot 10^6$
То же материала приварного кольца, кгс·см	$E_{\Phi,6}$	—	—	—	$1,7 \cdot 10^6$
Расчетная температура болта, °С	t_6	330	330	475	270
Модуль упругости материала болта при расчетной температуре, кгс·см ²	E_6	$1,98 \cdot 10^6$	$1,98 \cdot 10^6$	—	$1,7 \cdot 10^6$
То же материала прокладки, кгс/см ²	E_0	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	—	—

Наименование величины	Обозначение	P_y 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)		P_y 16J кгс/см ² D_y 150 мм (ГОСТ 12830-67)	P_y 2J кгс/см ² D_y 300 (ГОСТ 12834-67)
		D_y 100 мм	D_y 300 мм		
1	2	3	4	5	6
Предел текучести материала фланца при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{т.ф}$	2 050	2 050	2 600	1 700
Предел текучести материала приварного кольца при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{тн.б}$	—	—	—	1 560
То же болта при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{т.б}$	4 400	4 400	5 900	1 760
То же трубы при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{т.тр}$	—	—	2 600	—

Примечание. При определении предела текучести расчетная температура кольца цельного фланца и приварного кольца свободного фланца равна температуре рабочей среды, а кольца свободного фланца — на 3% ниже.

Оценивая с помощью табл. 5, 6, 7 и 8 изгибающие моменты в вершинах конических частей втулок (для фланца с D_y 100 мм при $s/D_{в.ф} = 0,085$, $s_n/s = 2,9$ и для фланца с D_y 300 мм при $s/D_{в.ф} = 0,062$; $s_n/s = 2,1$), заключаем, что наибольшие изгибные напряжения будут в основании втулок.

Запас прочности во втулке фланца (табл. 21, равный 1,0 определен для условий сотрясения (см. п. 13).

На основании оценки прочности фланцев при изгибе соединений (табл. 21), показавшей для обоих фланцев $\chi < 1$, заключаем, что прочность фланцев при изгибе соединений является обеспеченной.

Расчет дополнительной нагрузки болтов от неравномерного нагрева частей имеет факультативный характер, ввиду малости этих дополнительных напряжений.

35. РАСЧЕТ СВОБОДНЫХ ФЛАНЦЕВ

В табл. 19, 20, 21 и 22, а также в табл. 25 приведен типовой пример расчета на прочность свободного фланца и на плотность соединения со свободными фланцами.

Приварное кольцо и край трубы наконечника свободного фланца рассчитываются так же, как плоский приварной фланец,

Таблица 20. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ БОЛТОВ ИЛИ ШПИЛЕК

Наименование величины	Обозначение, формула	Р _у 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)		Р _у 160 кгс/см ² , D _у 150 мм (ГОСТ 12830-67)	Р _у 25 кгс/см ² , 300 мм (ГОСТ 12834-67)
		D _у 100 мм	D _у 300 мм		
Сила давления рабочей среды, кгс	$P = 0,785 D_2^2 p$	5 310	34 200	19 100	18 800
Контактная площадь прокладки, см ²	$F_0 = 0,785 (D_2^2 - D_{\text{во}}^2)$	44,0	111,0	92 *	174
Часть нагрузки болтов, кгс	$Q_{\text{упл}} = F_0 q$	2 050	7 760	4 230	12 200
Предельный изгибающий момент, кгс, см	$M_{\text{пред}} = 1,27 \pi r^2 \sqrt{(\sigma_{\text{т.гр}})^2 - (0,75p)^2}$	—	—	705 000	—
Часть нагрузки болтов при действии предельного изгибающего момента, кгс	$Q_{\text{м}} = \frac{M_{\text{пред}}}{0,25 D_2}$	—	—	133 000	—
Часть нагрузки болтов при одновременной эксплуатации, кгс	$Q_{\text{м}} = \frac{M}{0,25 D_2}$	23 000	90 700	43 400	1 160
Нагрузка болтов при действии предельного изгибающего момента, кгс	$Q = P + Q_{\text{упл}} + Q_{\text{м}}$	—	—	156 300	—
Нагрузка болтов при одновременной эксплуатации, кгс	$Q = P + Q_{\text{упл}} + Q_{\text{м}}$	31 400	133 000	66 700	32 100
Нагрузка болтов, кгс	$Q_{\text{обж}} = F_0 q_0$	6 600	16 600	24 800	20 900

Примечание. Условие $Q \geq Q_{\text{обж}}$ выполняется.

* Контактная площадь упругой части спиральной прокладки.

так как совпадают их конструкция, материал и параметры рабочей среды. Поэтому и напряжения (см. п. 23) определяются только в приварном кольце. В качестве расчетной толщины стенки втулки принимается толщина стенки трубы. Поскольку $D_{н. ф}/D_{в. ф} < 2$, постольку в приварном кольце определяется только кольцевое напряжение.

Запас прочности болтов по приведенному напряжению равен (см. табл. 22) 0,7, т. е. недостаточен. Такая величина запаса прочности объясняется значительными изгибными напряжениями в болтах, которые равны 1960 кгс/см². Поэтому эксплуатация данного фланцевого соединения допустима только при ограничении числа повторных затяжек болтов.

36. РАСЧЕТ „РАВНОПРОЧНОГО“ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ С УПРУГОЙ ПРОКЛАДКОЙ

Для равнопрочного соединения выбраны фланцы D_y 150 мм на P_y 160 кгс/см². Рабочая среда — перегретый пар; материал фланцев — сталь 15ХМА, шпилек — сталь 25Х1МФ, труб — сталь 15ХМ. Расчет приведен в графе 5 табл. 19 и 20, а также в графах 5 и 6 табл. 21 и 22.

Фланцевое соединение рассчитано на плотность и прочность при действии предельного изгибающего момента $M_{пред}$ и изгибающего момента, передающегося на фланцевое соединение в процессе долговременной эксплуатации. Поскольку $M_{пред} > M$, то последний расчет не является необходимым и приведен для иллюстрации наличия резервов прочности, которые имеются у стандартных фланцев при применении в соединениях спиральных прокладок.

Для рассматриваемого фланца при $D_{н. ф}/D_{в. ф} = 2,38$ кольцевое напряжение несколько превышает радиальное (см. табл. 21). С помощью табл. 7 устанавливаем, что наибольшие напряжения будут в основании втулки.

Ограничительное кольцо спиральной прокладки располагается внутри окружности болтов.

37. РАСЧЕТ ПЛОСКИХ ПРИВАРНЫХ ФЛАНЦЕВ

Расчет приведен в табл. 26, 27, 28 и 29.

Фланцы и обечайки из стали марки МСт.3; шпильки — из стали марки МСт.5; прокладка паронитовая.

Находясь в составе сосуда, фланцевое соединение должно сохранять плотность при гидравлическом испытании сосуда с давлением, превышающим рабочее в два раза. Последнее заставляет назначать расчетную нагрузку болтов по давлению при гидравлическом испытании, а расчет вести при рабочей температуре.

Поскольку $D_{н. ф}/D_{в. ф} = 1,115 < 2,7$, то в кольце фланца определено только кольцевое напряжение. В соответствии с рекомендациями в п. 16 $s_{пр}$ заменено на s ; напряжение $\sigma_{изг}$ определено в сечении обечайки сразу за наружным сварным швом.

Таблица 21. РАСЧЕТ ЦЕЛЬНЫХ ФЛАНЦЕВ И ПРИВАРНЫХ КОЛЕЦ СЛОБОДНЫХ ФЛАНЦЕВ

Наименование величины	Обозначение, формула	P _y 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)		P _y 160 кгс/см ² , D _y 150 мм (ГОСТ 12830-67)		P _y 25 кгс/см ² D _y 300 мм (ГОСТ 12834-67)
		D _y 100 мм	D _y 300 мм	при M пред	при M	
Диаметры, см	$D_3 = 0,5 (D_2 + D_{в. ф})$ $D_4 = D_{в. ф} + s$	11,6 10,2	32,4 31,2	16,6 14,85	16,6 14,85	32,6 31,5
Силы, на которые разложена нагрузка болтов, кгс	$P_1 = 0,785 D_2^2 \frac{p}{в. ф}$ $P = 0,785 (D_2^2 - D_2^2 \frac{в. ф}{в. ф}) p$ $R = Q - (P_1 + P_2)$	2 430 2 880 26 100	23 750 10 500 98 000	9 290 9 800 137 000	9 290 9 800 47 600	14 600 4 190 13 300
Приведенный наружный диаметр кольца фланца, см	$D_{н. ф} = D' \frac{4D_2^2 - zd^2}{4D_2^2 + zd^2}$	23,2	50	32,4	32,4	39 *
Приведенная нагрузка болтов по (21), кгс	$Q_{пр} = [P_1 (D_1 - D_4) + R (D_1 - D_2) + P_3 (D_1 - D_3)] : (D_{н. ф} - D_{в. ф})$	15 000	75 300	82 700	37 500	22 900 **
Коэффициенты (рис. 36 и 37)	A B $D' = 0,00163 \frac{p}{P}$	0,127 0,75 2,47	0,144 1,54 11,4	0,128 0,82 11,4	0,128 0,82 11,4	0,16 3,85 1,61 ***
Цилиндрическая жесткость, деленная на E, см ³	γ	2,3	1,55	2,5	2,5	—
Коэффициент (рис. 33)	$s_{экр} = \gamma s$	1,84	2,79	3,12	3,12	—
Эквивалентная толщина стенки конической втулки по (33), см						

Коэффициент (рис. 34)	$\gamma_{пр}$	0,735	0,73	0,73	—
Приведенная толщина стенки конической втулки по (35), см	$s_{пр} = \gamma_{пр} s_{экв}$	1,44	2,05	2,28	2,28
Средний диаметр втулки с приведенной толщиной стенки, см	$D_{ср} = D_{в. ф} + s_{пр}$	10,8	31,4	15,9	31,5
Коэффициент по (46), см	$\Gamma = \sqrt{0,5 D_{ср} s_{пр}}$	2,79	5,67	4,28	4,26
Коэффициент по (45), см ²	$L = \left(0,779 \Gamma + \frac{0,664 b^2}{\Gamma} \frac{p}{P + b p} \right) \frac{s_{пр}^2}{1,65 D_{ср}}$	0,848	1,0	2,42	2,42
Коэффициент по (45), 1/см ⁴	$F = \frac{D_{ср}}{b + 1,56 \Gamma} \frac{r 3,3}{s^2}$	2,34	1,78	0,864	0,864
Коэффициент по (43), 1/см ⁴	$C = \frac{AD_{н. ф}}{D' + 0,5 LBD_{н. ф}}$	0,299	0,145	0,0954	0,445 **
Наибольшее изгибное напряжение во втулке по (47), кгс/см ²	$\sigma_{изг} = \frac{3Q_{пр} C}{s^2 F_{н}}$	1 090	1 270	1 810	820
Кольцевое напряжение в кольце фланца по (51), кгс/см ²	$\sigma_{к} = \frac{Q_{пр} b C}{1,82 D_{в. ф}}$	760	1 020	1 590	720
Коэффициенты по (54)	R R_1	0,118 2,05	0,0432 2,65	0,108 1,69	— —
Радиальное напряжение в кольце фланца по (53) кгс/см ²	$\sigma_r = Q_{пр} \frac{R + 0,5 CLR_1}{b^2}$	670	710	1 000	450

Продолжение табл. 21

Наименование величины	Обозначение, формула	P _y 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)		P _y 160 кгс/см ² D _y 150 мм (ГОСТ 12830-67)		P _y 25 кгс/см ² D _y 300 мм (ГОСТ 12834-67)
		D _y 100 мм	D _y 300 мм	при M пред	при M	
Момент сопротивления основания втулки, см ³	$W = \frac{\pi}{32} \frac{D_m^4 - D^4}{D_m}$	197	2 590	800	800	—
Изгибное напряжение в основании втулки от момен- та M, кгс/см ²	$\sigma_m \text{ изг} = M/W$	410	270	880	290	—
Суммарное изгибное на- пряжение во втулке, кгс/см ²	$\sigma_{\text{изг}} = \sigma_1 \text{ изг} + \sigma_m \text{ изг}$	1 500	1 540	2 690	1 110	—
Коэффициенты запаса прочности	$\sigma_{т. ф.} / \sigma_1 \text{ изг}$	1,4	1,3	1,0	2,3	—
	$\sigma_{т. ф.} / \sigma_{\text{фк}}$	2,7	2,0	1,6	3,6	2,6 5*
Приведенная нагрузка по (143), кгс	$\sigma_{т. ф.} / \sigma_r$	3,0	2,9	2,6	5,8	—
	$Q_{\text{пр max}} = \frac{Q(D_1 - D_1)}{D_{н. ф.} - D_{в. ф.}}$	22 300	95 600	118 000	50 400	28 300 6*
Коэффициент по (142)	$\chi = 0,5 \frac{Q_{\text{пр max}}}{Q_{\text{пр}}}$	0,74	0,63	0,71	0,67	0,61

* Наружный диаметр бурга наконечника.

** При расчете приварного кольца свободного фланца применена формула (23).

*** Величины b_p и b заменяются на величину b_0 .4* Величина $D_{н. ф.}$ заменяется на $D_{н. б.}$ 5* Величина $\sigma_{т. ф.}$ заменяется на $\sigma_{т. нб.}$ 6* Величины D_1 и $D_{н. ф.}$ заменяются на $D_{н. б.}$

Таблица 22. РАСЧЕТ БОЛТОВ ИЛИ ШПИЛЕК

Наименование величины	Обозначение, формула	Р _у 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)		Р _у 160 кгс/см ² D _у 150 мм (ГОСТ 12830-67)		Р _у 25 кгс/см ² D _у 300 мм (ГОСТ 12834-67)
		D _у 100 мм	D _у 300 мм	при M пред	при M	
Нагрузка на один болт, кгс	$Q' = Q/z$	3 920	8 300	14 000	5 550	2 000
Напряжение растяжения, кгс/см ²	$\sigma_6 = \frac{Q'}{0,785d_1^2}$	1 160	1 060	2 430	1 030	450
Крутящий момент, кгс-см	$T_6 = 0,12Q'd$	1 130	3 580	4 720	2 000	650
Напряжение кручения, кгс/см ²	$\tau_6 = \frac{T_6}{0,2d_1^3}$	630	560	1 310	556	243
Изгибное напряжение, кгс/см ²	$\sigma_6 \text{ изг} = \theta F \frac{d_1}{l_6}$	—	—	—	—	1 950 *
Приведенное напряжение, кгс/см ²	$\sigma_6 \text{ пр} = \sqrt{\sigma_6^2 + 3\tau_6^2}$	1 590	1 440	3 330	1 400	—
Приведенное напряжение, кгс/см ²	$\sigma_6 \text{ пр} = \sqrt{\left(\sigma_6 + \sigma_6^{\text{изг}} + 3\tau_6^2\right)}$	—	—	—	—	2 440
Коэффициент запаса прочности	$\frac{\sigma_{T6}/\sigma_6 \text{ пр}}{\sigma_{T6}/\sigma_6}$	2,8	3,0	1,8	4,3	0,7 3,9

* Угол поворота θ см. в табл. 25.

**Таблица 23. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИИ
НА ПЛОТНОСТЬ ПРИ КРУЧЕНИИ**

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)	
		D_y 100 мм	D_y 300 мм
Коэффициент трения между прокладкой и фланцем	f	0,3	0,3
Крутящий момент по (144), кгс·см	$T' = 0,26f \frac{R}{F_0} (D_{н.о}^3 - D_{в.о}^3)$	53 800	519 000
Примечание. Условие плотности $T' \geq T$ выполняется.			

**Таблица 24. РАСЧЕТ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ БОЛТОВ
ОТ НЕРАВНОМЕРНОГО НАГРЕВА ЧАСТЕЙ**

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 64 кгс/см ² (ГОСТ 12832-67)	
		D_y 100 мм	D_y 300 мм
Коэффициент линейного расширения материала фланца, мм/мм °С	α_f	13,0 · 10 ⁻⁶	
Коэффициент линейного расширения материала болта, мм/см °С	α_b	13,4 · 10 ⁻⁶	
Разность тепловых расширений фланцев и болтов, см	$\Delta l = (\alpha_f t_f - \alpha_b t_b) l_b$	-245 · 10 ⁻⁶	-424 · 10 ⁻⁶
Приведенная длина болта, входящая в (94), см	$l_{пр}$	7,4	12,5
Коэффициент податливости болта по (94), см/кгс	$\lambda_1 = \frac{l_{пр}}{0,785 E_b z d_1^2}$	0,138 · 10 ⁻⁶	0,05 · 10 ⁻⁶
Коэффициент податливости фланцев, см/кгс	$\lambda_2 = \frac{C (D_1 - D_2)}{2 E_f}$	0,548 · 10 ⁻⁶	0,467 · 10 ⁻⁶
Коэффициент податливости прокладки по (92), см/кгс	$\lambda_0 = \frac{b_0}{E \cdot F_0}$	0,227 · 10 ⁻⁶	0,180 · 10 ⁻⁶
Дополнительная нагрузка болтов по (146), кгс	$Q_{\Delta t} = \frac{\Delta l}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2}$	-270	-610

**Таблица 25. РАСЧЕТ КОЛЬЦА СВОБОДНОГО ФЛАНЦА
НА НАГРУЗКУ БОЛТОВ**

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 2,5 кгс/см ² D_y 300 мм (ГОСТ 12834-67)
Приведенный диаметр, см	$D_{н. \phi} = D'_{н. \phi} \frac{4D_1^2 - zd_0^2}{4D_1^2 + zd_0^2}$	46,6
Приведенная нагрузка, кгс	$Q_{пр} = Q \frac{D_1 - D_{н. б}}{D_{н. \phi} - D'_{в. \phi}}$	9500
Коэффициент (рис. 36)	$\frac{A}{A}$	0,16
Кольцевое напряжение, кгс/см ²	$\sigma_k = 6Q_{пр} \frac{A}{b^2} \frac{D_{н. \phi}}{D'_{в. \phi}}$	1110
Коэффициент запаса прочности	$\sigma_{т. \phi} / \sigma_k$	1,5
Цилиндрическая жесткость, деленная на E , см	$D' = b^3 / 10,92$	3,59
Угол поворота по (57), рад	$\theta = \frac{AD_{н. \phi}}{2D'E_{\phi}} Q_{пр}$	0,0059

Таблица 26. РАЗМЕРЫ И ЗАДАННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1600 мм (ГОСТ 1255-67)
Наибольшее рабочее давление, кгс/см ²	p	2
Температура рабочей среды, °С	t	300
Давление при гидроиспытании, кгс/см ²	$p_{исп}$	4
Внутренний диаметр фланца, см	$D_{в. \phi}$	159,6
Наружный диаметр фланца, см	$D_{н. \phi}$	178,5
Диаметр окружности болтов, см	D_1	173
Наружный диаметр прокладки, см	$D_{н. о}$	160
Внутренний диаметр прокладки, см	$D_{в. о}$	162
Ширина прокладки, см	$t_0 = \frac{D_{н. о} - D_{в. о}}{2}$	3,5
Эффективная ширина прокладки по (7), см	$t_3 = \sqrt{t_0}$	1,9

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1600 мм (ГОСТ 1255-67)
Эффективный внутренний диаметр прокладки, см	$D_{в.э} = D_{н.о} - t_э$	165,2
Средний диаметр прокладки, см	$D_2 = D_{н.о} - t_э$	167,1
Наружный диаметр прокладки, см	D_n	162
Диаметр отверстия для шпилек, см	d_0	3
Число шпилек в шт.	z	40
Номинальная толщина кольца, см	$b = b' + h$	3,2
Расчетная толщина кольца, см	b_p	3,1
Толщина стенки обечайки, см	s	1,2
Наружный диаметр резьбы, см	d	2,7
Внутренний диаметр резьбы, см	d_1	2,375
Толщина прокладки, см	b_s	0,3
Удельное давление на прокладку, кгс/см ²	q_0	100
Удельное давление на прокладку, кгс/см ²	q	5
Модуль упругости материала фланца при расчетной температуре, кгс/см ²	E_ϕ	$1,7 \cdot 10^5$
Расчетная температура шпильки, °С	t_ϕ	285
Модуль упругости материала шпильки при расчетной температуре, кгс/см ²	E_ϕ	$1,9 \cdot 10^5$
То же прокладки при расчетной температуре, кгс/см ²	$E_э$	$1 \cdot 10^4$
Предел текучести материала фланца при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{т. \phi}$	1560
То же шпильки при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{т. \phi}$	1900
То же обечайки при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{т. тр}$	1560

Расчет показывает, что фланцевое соединение удовлетворяет условиям прочности и плотности, причем в крае обечайки имеется упруго-пластическая деформация (табл. 28), см. п. 23.

Уместно заметить, что для этого же соединения в расчете по методу А. А. Захарова дана неправильная рекомендация по увеличению толщины кольца фланца с 3,2 до 4,2 см [9].

Таблица 27. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ НАГРУЗКИ БОЛТОВ

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1600 мм (ГОСТ 1255-67)
Сила давления рабочей среды при гидравлическом испытании, кгс	$P_{\text{исп}} = 0,785 D_2^2 p_{\text{исп}}$	87 700
Контактная площадь прокладки, см ²	$F_0 = 0,785 (D_{\text{но}}^2 - D_{\text{вз}}^2)$	997
Часть нагрузки болтов, кгс	$Q_{\text{упл}} = F_0 q$	5 000
Коэффициент (рис. 39)	A_1	$0,65 \cdot 10^{-4}$
Расчетная нагрузка на один болт, кгс	$Q' = \frac{P_{\text{исп}} + Q_{\text{упл}}}{z}$	2 320
Цилиндрическая жесткость кольца фланца, кгс·см	$D = D'E$	$4,64 \cdot 10^8$
Наибольший прогиб кольца фланца между болтами по (62), см	$\Delta w'_{\text{max}} = A_0 \frac{D_1^2 Q'}{8\pi D}$	$3,87 \cdot 10^{-4}$
Наибольшая разность прогибов по (63), см	$\Delta w_{\text{max}} = \Delta w'_{\text{max}} \frac{t_3}{D_1 - D_{\text{в.с}}}$	$0,94 \cdot 10^{-4}$
Снижение удельного давления на прокладке по (64), кгс/см ²	$\Delta q = \frac{2 \Delta w_{\text{max}}}{b_0} E$	6,3
Часть нагрузки болтов, кгс	$Q_{\Delta} = F_0 \Delta q$	63 000
Расчетная нагрузка болтов, кгс	$Q = P_{\text{исп}} + Q_{\text{упл}} + Q_{\Delta}$	100 000
Нагрузка болтов по (173), кгс	$Q_{\text{обж}} = F_0 q_0$	99 700

Примечание. Условие $Q \geq Q_{\text{обж}}$ выполняется.

Таблица 28. РАСЧЕТ ФЛАНЦА НА НАГРУЗКУ БОЛТОВ

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1600 мм (ГОСТ 1255-67)
Диаметр, см	$D_3 = 0,5 (D_2 + D_{\text{в.ф}})$	163,4
Диаметр, см	$D_4 = D_{\text{в.ф}} + s$	160,8
Силы, на которые разложена нагрузка болтов, кгс	$P_1 = 0,785 D_{\text{в.ф}}^2 p$	40 000
	$P_3 = 0,785 (D_2^2 - D_{\text{в.ф}}^2) p$	3 900
	$R = Q - (P_1 + P_3)$	56 100

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1600 мм (ГОСТ 1255-67)
Приведенный наружный диаметр кольца фланца, см	$D_{н. \phi} = D'_{н. \phi} \frac{4r_0^2 - zd_0^2}{4D_1^2 + zd_0^2}$	177,4
Приведенная нагрузка болтов по (21), кгс	$Q_{пр} = \frac{P_1(D_1 - D_4) + P_2(D_1 - D_3) + R(D_1 - D_2)}{D_{н. \phi} - D_{в. \phi}}$	48 100
Коэффициенты по (41)	$\frac{A}{B}$	0,167 9,31
Величина D' , см ³	$D' = 0,0916b^3_p$	9,7
Средний диаметр обечайки, см	$D_{ср} = D_n - s$	160,8
Коэффициент по (46), см	$\Gamma = \sqrt{0,5D_{ср}s}$	9,82
Коэффициент по (45), см	$L = \left(0,779\Gamma + \frac{0,664b^2}{\Gamma} + b_p \right) \frac{s^2}{1,65D_{ср}}$	0,0619
Коэффициент по (45), 1/см ²	$F = \frac{D_{ср}}{b_p + 1,5b\Gamma} \frac{3,3}{s^2}$	20,0
Коэффициент по (43), 1/см ²	$C = \frac{AD_{н. \phi}}{D' + 0,5LBD_{н. \phi}}$	0,550
Наибольшее условное изгибное напряжение во втулке по (47), кгс/см ²	$\sigma_{изг} = \frac{3Q_{пр}C}{s^2F}$	2 760
Кольцевое напряжение в кольце фланца по (51), кгс/см ²	$\sigma_k = \frac{Q_{пр}Cb}{1,82D_{в. \phi}}$	230
Коэффициент запаса прочности	$\sigma_{т. \phi} / \sigma_k$	5,4
Отношение напряжений	$\sigma_{изг} / \sigma_{т. \phi}$	1,8

Таблица 29. РАСЧЕТ ШПИЛЕК

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1600 мм (ГОСТ 1255-67)
Нагрузка на одну шпильку, кгс	$Q' = Q/z$	2500
Напряжение растяжения, кгс/см ²	$\sigma_6 = Q' / (0,785d_1^2)$	565
Коэффициент запаса прочности	$\sigma_{т. \phi} / \sigma_6$	3,4

38. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВ ЛИТЫХ ИЗ СЕРОГО ЧУГУНА

Расчет приведен в табл. 30, 31, 32 и 33.

Рабочая среда — вода; фланцы изготовлены из серого чугуна марки СЧ15-32; материал болтов — сталь 20, прокладка из мягкой резины. В расчете определена дополнительная нагрузка болтов от внутреннего давления ΔQ . Расчет фланцев и относительного сжатия прокладки выполнен для двух расчетных нагрузок болтов; для нагрузки, определенной без учета ΔQ , и для нагрузки с учетом ΔQ .

Первая нагрузка составила 22 800 кгс, вторая — 24 500 кгс.

При обеих нагрузках расчетный запас прочности для фланцев больше минимально необходимого для чугуна (см. п. 13). Относительное сжатие прокладки ϵ равно 25%, т. е. предельно допустимой величине (см. п. 4).

Таблица 30. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Наименование величины	Обозначение	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1000 мм (ГОСТ 1235-67)
Наибольшее рабочее давление, кгс/см ²	p	2,5
Температура рабочей среды, °С	t	80
Внутренний диаметр фланца, см	$D_{в. ф}$	100
Наружный диаметр фланца, см	$D'_{н. ф}$	117,5
Диаметр окружности болтов, см	D_1	112
Наружный диаметр прокладки, см	$D_{н. о}$	108
Внутренний диаметр прокладки, см	$D_{в. о}$	101
Средний диаметр прокладки, см	D_2	104,5
Диаметр отверстия для болтов, см	d_0	3
Число шпилек	z	28
Номинальная толщина кольца, см	$b = b' + h$	2,7
Расчетная толщина кольца по (28), см	b_p	2,6
Толщина стенки конической втулки наибольшая, см	s_H	2,4
То же наименьшая, см	s	1,2
Уклон втулки	t	1/5
Наружный диаметр резьбы, см	d	2,7
Внутренний диаметр резьбы, см	d_1	2,375
Толщина прокладки, см	b_0	0,4
Длина болта между опорными поверхностями гаек, см	l	5,8
Удельное давление на прокладку, кгс/см ²	$q = 0,5p$	1,25
Модуль упругости материала фланца, кгс/см ²	$E_{ф}$	$1 \cdot 10^6$
Модуль упругости материала болта, кгс/см ²	$E_{б}$	$2,1 \cdot 10^6$
Модуль упругости материала прокладки, кгс/см ²	E_0	15
Предел прочности материала фланца при изгибе, кгс/см ²	$\sigma_{в. и}$	3200
Предел текучести материала болта, кгс/см ²	$\sigma_{т. б}$	2500

Таблица 31. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ БОЛТОВ ОТ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1000 мм (ГОСТ 1235-67)
Диаметр, см	$D_3 = 0,5 (D_2 + D_{в. \phi})$	102,2
Диаметр, см	$D_4 = D_{в. \phi} + s$	101,2
Силы, на которые разложена нагрузка болтов, кгс	$P = 0,785 D_2^2 p$ $P_3 = 0,785 (D_2^2 - D_{в. \phi}^2) p$	21400 1800
Модуль сжатия прокладки по (10), кгс/см ²	$E_0 = E' \left(1 + \frac{D_{н. о} - D_{в. о}}{4b_0} \right)$	80,6
Контактная площадь прокладки, см ²	$F_0 = 0,785 / (D_{н. о}^2 - D_{в. о}^2)$	1150
Коэффициент податливости прокладки по (92), см/кгс	$\lambda = \frac{b_0}{E_0 F_0}$	$4,31 \cdot 10^{-6}$
Приведенная длина болта, см	$l_{пр} = 1,5l$	8,7
Коэффициент податливости болтов по (94), см/кгс	$\lambda_1 = \frac{l_{пр}}{0,785 E_0 z d_1^2}$	$0,034 \cdot 10^{-6}$
Приведенный наружный диаметр кольца фланца, см	$D_{н. \phi} = D'_{н. \phi} \frac{4D_1^2 - z d_0^2}{4D_1^2 + z d_0^2}$	116,3
Коэффициенты по (41)	$\frac{A}{B}$	0,164 6,59
Цилиндрическая жесткость, деленная на E , см	$D' = 0,0916 b^3 p$	1,61
Коэффициент (рис. 33)	γ	1,45
Эквивалентная толщина стенки конической втулки по (33), см	$s_{экр} = \gamma s$	1,74
Коэффициент (рис. 34)	$\gamma_{пр}$	0,36
Приведенная толщина стенки конической втулки по (35), см	$s_{пр} = \gamma_{пр} s_{экр}$	0,63
Средний диаметр обечайки, см	$D_{ср} = D_{в. \phi} + s$	101,2
Коэффициент по (46), см	$\Gamma = \sqrt{0,5 D_{ср} s_{пр}}$	5,65
Коэффициент по (45), см ²	$L = \left(0,779 \Gamma + \frac{0,664 b^2}{\Gamma} + b_p \right) \frac{s_{пр}^2}{1,65 D_{ср}}$	0,0185

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1000 мм (ГОСТ 1235-67)
Коэффициент по (43), 1/см ²	$C = \frac{AD_{н.ф.}}{D' + 0,5LBD_{н.ф.}}$	2,20
Коэффициент податливости фланцев, см/кгс	$\lambda_2 = \frac{C(D_1 - D_2)}{2E_{ф}}$	$8,33 \cdot 10^{-6}$
Дополнительная нагрузка болтов по (90), кгс	ΔQ	16300

Таблица 32. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ НАГРУЗКИ БОЛТОВ И НАГРУЗКИ БОЛТОВ ПРИ СБОРКЕ СОЕДИНЕНИЯ

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1000 мм (ГОСТ 1235-67)
Часть нагрузки болтов, кгс	$Q_{упл} = F_0 q$	1440
Расчетная нагрузка болтов по (169) и (172), кгс	$Q = P + Q_{упл}$	22800
	$Q = P + Q_{упл} + \Delta Q$	24500
Нагрузка болтов при сборке фланцевого соединения, кгс	$Q_{сб} = P + Q_{упл} - \Delta Q$	21100
	$Q_{сб} = P + Q_{упл}$	22800
Наибольшее относительное сжатие прокладки	$\varepsilon = \frac{P + Q_{упл} - \Delta Q}{E_0 F_0}$	0,23
	$\varepsilon = \frac{P + Q_{упл}}{E_0 F_0}$	0,25

Проверка прокладки на разрыв внутренним давлением по формуле (12) не приведена, поскольку в данном случае рабочее давление заведомо меньше наибольшего допустимого.

Расчет болтов на прочность в этом примере не отличается от приведенного в предыдущем примере.

Таблица 33. РАСЧЕТ ФЛАНЦА НА НАГРУЗКУ БОЛТОВ

Наименование величины	Обозначение, формула	P_y 1 и 2,5 кгс/см ² D_y 1000 мм (ГОСТ 1235-67)	
		$Q = 22900$	$Q = 24500$
Силы, на которые разложена нагрузка болтов, кгс	$P_1 = 0,785 D_{в. ф}^2 \rho$ $R = Q - (P_1 + P_2)$	19600	19600
Приведенная нагрузка болтов по (21), кгс	$Q_{пр} = \frac{P_1 (D_1 - D_2) + P_2 (D_1 - D_2) + R (D_1 - D_2)}{D_{н. ф} - D_{в. ф}}$	1400	3100
Коэффициент по (45), 1/см ²	$F = \frac{D_{с. ф}}{b + 1,561' \frac{s_{пр}^2}{\rho}}$	14700	15500
Наибольшее изгибное напряжение во втулке по (47), кгс/см ²	$\sigma_{1 изг} = \frac{3 Q_{пр} C}{s_{м}^2 F}$	73,7	73,7
Кольцевое напряжение в кольце фланца по (51), кгс/см ²	$\sigma_{к} = \frac{Q_{пр} C b}{1,82 D_{в. ф}}$	230	240
Коэффициент запаса прочности	$\frac{\sigma_{в. н}}{\sigma_{1 изг}}$ $\frac{\sigma_{в. н}}{\sigma_{к}}$	480	500
		> 6	> 6
		> 6	> 6

39. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ИЗГИБ С УЧЕТОМ СМЕЩЕНИЯ НЕЙТРАЛЬНОЙ ОСИ

Пример 1. Определить зависимость между внешним изгибающим моментом и некоторым постоянным углом раскрытия фланцев для соединения из фланцев D_y 300 мм, P_y 64 кгс/см² ГОСТ 12832-67, если это соединение попеременно будет собрано с тремя специальными прокладками, см. п. 17, различающимися упругими свойствами:

$\lambda_{осн} = 0,18 \cdot 10^{-6}$ см/кгс — для всех трех прокладок;

$\lambda_{осж} = 0,05 \cdot 10^{-6}$ см/кгс — для первой прокладки;

$\lambda_{осж} = 0,10 \cdot 10^{-6}$ см/кгс — для второй и $\lambda_{осж} = 0,15 \cdot 10^{-6}$ — для

третьей. Размеры фланцев, общие исходные данные для расчета, параметры рабочей среды, физико-механические характеристики примененных сталей, а также расчет фланцев и болтов см. п. 34, причем согласно этому расчету $\lambda_1' = 0,427 \cdot 10^{-6}$ см/кгс.

Требуемая зависимость приведена в табл. 34, где постоянный угол раскрытия фланцев φ определен из ф-лы (111) при $\lambda_0 = 0,18 \cdot 10^{-6}$ см/кгс, что соответствует рассматриваемому соединению, собранному с паронитовой прокладкой. При расчете использованы ф-лы (126), (125), (128), а также ф-ла (115) для определения момента M при $\lambda_0 = 0,18 \cdot 10^{-6}$ см/кгс.

Таблица 34. ЗАВИСИМОСТЬ МОМЕНТА M_η ОТ УПРУГИХ СВОЙСТВ СПЕЦИАЛЬНОЙ ПРОКЛАДКИ

λ_0 сж 10^6	η'	η см	$F_M 10^{-6}$ кгс·см	$\varphi \cdot 10^6$	M_η кгс·см	M кгс·см	M_η/M
0,05	0,34	6,20	0,543	113	195 000	161 000	1,21
0,1	0,146	2,60	0,523	113	185 000	161 000	1,15
0,15	0,0425	0,75	0,485	113	173 000	161 000	1,07
0,18	0,00	0,00	—	113	161 000	161 000	1,00

Из табл. 34 видим, что только применением специальной прокладки можно повысить несущую способность фланцевого соединения при изгибе более чем на 20%.

Пример 2. Учитывая высокую напряженность фланцевого соединения D_y 150 мм, P_y 160 кгс/см² ГОСТ 12830—67 со спиральной прокладкой и ограничительным кольцом при разовой кратковременной нагрузке — предельном изгибающем моменте $M_{пред} = 705\,000$ см, см. табл. 21, для восприятия которого создается нагрузка болтов $Q = 156\,300$ кгс, рассмотреть возможность восприятия $M_{пред}$ при меньшей нагрузке болтов, с увеличением несущей способности фланцевого соединения при изгибе за счет частичного снятия реакции с ограничительного кольца. Размеры фланцев и общие исходные данные для расчета см. п. 34.

По ф-ле (130) с учетом данных табл. 20 находим: $Q_\eta = Q_m = 156\,300 - 19\,100 - 4\,230 = 133\,000$ кгс. Учтя, что $r_1 = 14,5$ см по ф-ле (131) находим изгибающий момент M'_η при снятии реакции с половины ограничительного кольца: $M'_\eta = \frac{133\,000}{3,14} 14,5 = 615\,000$ кгс·см.

По ф-ле (132), пользуясь данными табл. 20, получаем $M''_\eta = 615\,000 + 0,5 \cdot 705\,000 = 967\,000$ кг·см.

Полученный момент в 1,37 раза больше $M_{пред} = 705\,000$ кгс·см, т. е. нагрузку болтов $Q = 156\,300$ кгс можно снизить.

Назначаем новую нагрузку болтов равной $Q = 120\,000$ кгс·см и повторяем расчет, учитывая, что при новой нагрузке болтов напряженность фланцевого соединения существенно снижается:

$Q_\eta = 97\,000$ кгс; $M'_\eta = \frac{97\,000}{3,14} 14,5 = 448\,000$ кгс·см; $M''_\eta = 448\,000 + 0,5 \cdot 514\,000 = 705\,000$ кгс·см, где $M = 514\,000$ кгс·см — момент, соответствующий нагрузке болтов $Q = 120\,000$ кгс.

Замечаем, что требования, поставленные перед расчетом, удовлетворены: нагрузка болтов может быть снижена с 156 300 кгс до 120 000 кгс, что существенно снизит напряженность фланцевого соединения.

40. КОНСТРУИРОВАНИЕ ФЛАНЦЕВ

Пример 1. Сконструировать соединение с фланцами D_y 300 мм P_y 64 кгс/см² по типу ГОСТ 12832—64, воспринимающее внешний изгибающий момент $M = 0,3 M_{\text{пред}}$, где $M_{\text{пред}} = 3\,551\,000$ кгс·см. Согласно расчету (см. графу 4, табл. 19, 20) соединение с фланцами D_y 300 мм по ГОСТ 12832—64 воспринимает внешний изгибающий момент $M = 800\,000$ кгс·см. Для обоих фланцевых соединений $p = 35$ кгс/см², $t = 350$ °С $\sigma_{т. ф} = 2050$ кгс/см². Основные размеры фланца D_y 300 мм, P_y 64 кгс/см² по ГОСТ 12832—64: $D_{в. ф} = 29,4$ см, $D_{н. ф} = 50$ см, $D_1 = 46$ см, $D_2 = 35,3$ см, $b = b_p = 5$ см; $s_n = 3,8$ см; $s = 1,8$ см; $d = 3,6$ см; $z = 16$; $i = 1/2,5$. Прокладка паронитовая.

Согласно порядку решения первой задачи конструирования находим:

$$M_2 = 0,3M_{\text{пред}} = 0,3 \cdot 3\,551\,000 = 1\,065\,300 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

$$Q_{M_2} = \frac{4 \cdot 1\,065\,300}{35,3} = 121\,000 \text{ кгс.}$$

Назначив $q = 70$ кгс/см² и вычислив $F_0 = 0,785 (D_{н. о}^2 - D_{в. о}^2) = 110,8$, находим $Q_{упл} = qF_0 = 7800$ кгс; $P = 0,785 D_2^2 p = 34\,200$ кгс. Нагрузка болтов равна $Q_2 = Q_{M_2} + P + Q_{упл} = 121\,000 + 34\,200 + 7800 = 163\,000$ кгс.

Согласно расчета на прочность фланца D_y 300, P_y 64 кгс/см² ГОСТ 12832—67 (см. графу 4, табл. 20) на оговоренные параметры рабочей среды наименьшим является запас прочности в основании втулки $n_{ст} = 1,3$ при $Q_1 = 133\,000$ кгс. Поскольку при конструировании фланца сохраняются присоединительные размеры фланца-прототипа, а также давление рабочей среды, то при расчете по формуле (153) допустимо пользоваться Q_1 и Q_2 вместо $Q_{пр_1}$ и $Q_{пр_2}$:

$$b_{p_2} = b_{p_1} \frac{Q_2}{Q_1} = 5 \frac{163\,000}{133\,000} = 6,2 \text{ см.}$$

Находим (см. п. 23)

$$s_n = 0,75; \quad b_{p_2} = 4,6 \text{ см.}$$

Условие размещения гаек болтов без учета галтели

$$D_1 \geq D_{в. ф} + 2s_n + D_r = 29,4 + 9,2 + 6,4 = 45 \text{ см}$$

выполняется в новом фланце. Для размещения гаек следует несколько подрезать галтель.

Применив вместо предусмотренной стандартом паронитовой прокладки, упругую прокладку с ограничительным кольцом, нетрудно удовлетворить условиям конструирования, не увеличивая вес фланца-прототипа. Для этого необходимо, в случае применения спиральной прокладки, сделать у фланца плоскую уплотнительную поверхность. Таким образом, радиус, определенный по ф-ле (129), будет $r_2 = 22$ см, $D_2 = 44$ см и приведенная нагрузка

болтов для такого измененного фланца с основными размерами фланца D_y 300 мм; P_y 64 кгс/см², ГОСТ 12832—67 составит:

$$Q_{пр2} = \frac{P_1 (D_1 - D_4) + P_3 (D_1 - D_3) + R (D_1 - D_2)}{D_{н. ф} - D_{в. ф}} =$$

$$= \frac{23\,750 (46 - 31,2) + 10\,500 (46 - 32,4) + 128\,950 (46 - 44)}{50 - 29,4} =$$

$$= 47\,800 \text{ кгс.}$$

Согласно расчету фланца-прототипа (табл. 20) $Q_{пр} = 75\,800$ кгс, что в $\frac{75800}{47800} = 1,6$ раза больше полученной выше, т. е. соединение измененных фланцев заведомо выдерживает $M_2 = 0,3 M_{пред}$. Соединение из измененных фланцев будет «равнопрочным», т. е. выдержит кратковременно приложенный изгибающий момент $M_{пред} = 3\,551\,000$ кгс при допуске напряжении в болтах 3000 кгс/см²; прочность фланцев при этом оценена с учетом формулы (142).

Пример 2. Сконструировать цельный фланец с конической втулкой D_y 500 мм; $p = 3,5$ кгс/см²; $t = 150^\circ\text{C}$ из алюминиевого сплава АМг5, с $\sigma_{T_2} = 1150$ кгс/см²; $E_\phi = 0,63 \cdot 10^4$ кгс/см². Прокладка металлическая с мягкой набивкой.

В качестве прототипа выбираем фланец D_y 500 мм; P_y 6 кгс/см² по ГОСТ 12829—67, рабочие условия для которого близки заданным: $p = 3,6$ кгс/см²; $t = 150^\circ\text{C}$. Основные размеры фланца-прототипа:

$$D_{н. ф} = 755 \text{ мм}, \quad D_{в. ф} = 501 \text{ мм}, \quad D_1 = 600 \text{ мм}, \quad D_2 = 540 \text{ мм},$$

$$b = b_p = 19 \text{ мм}, \quad s = 14,5 \text{ мм}, \quad s_H = 22 \text{ мм}, \quad i = 1/2,5, \quad d = 20 \text{ мм},$$

$$z = 16, \quad \text{причем } \sigma_{T_1} = 2200 \text{ кгс/см}^2.$$

По формуле (154) находим

$$b_{p_2} = 1,9 \frac{2200}{1150} = 3,63 \text{ см.}$$

Обращаясь к табл. 15, замечаем, что фланец-прототип относится к области конструктивного запаса прочности во втулке $n_{вт}^K = 2,0$; поэтому для данного фланца $\frac{s_H}{b_p} = \frac{22}{19} = 1,16$. Таким образом, $s_{H_2} = 1,16 \cdot 3,63 = 4,24$ см. По формуле (155) проверяем запас прочности во втулке:

$$n_{вт} = 2 \left(\frac{4,24}{2,2} \right)^2 \frac{1150}{2200} = 3,3 > 2.$$

Из условия снижения запаса прочности во втулке до $n_{вт} = 2$ подбираем

$$s_{H_2} = \sqrt{\frac{\sigma_{T_1}}{\sigma_{T_2}}} s_{H_1} = 3,05 \text{ см.}$$

Условие размещения гаек болтов без учета галтели:

$$D_1 \geq D_{в. \phi} + 2s_{н_2} + D_r = 50,1 + 2 \cdot 3,05 + 3,46 = 59,7 \text{ см}$$

выполняется, однако галтель следует подрезать.

Пример 3. Проверить прочные размеры кольца стального плоского приварного фланца P_y 2,5 кгс/см², D_y 1600 мм, толщина которого согласно расчету по методу предельных нагрузок, изложенному А. А. Захаровым [9], назначена равной $b = 4,2$ см, при $D_{в. \phi} = 159,6$ см, $D_{н. \phi} = 178,5$ см.

По формуле (156) находим:

$$b_p = \frac{33 \cdot 150,6}{159,6 + 35} = 27 \text{ мм.}$$

Ввиду существенного расхождения результатов проверки с результатами расчета по предельным нагрузкам рассчитываем этот фланец (см. п. 37), находим $b_p = 31$ мм, т. е. расчет по методу предельных нагрузок излишне завышает толщину кольца фланца.

Пример 4. Оценить рациональность прочных размеров судового фланца (см. п. 49 [12]) D_y 150, P_y 100 кгс/см² с размерами: $D_{в. \phi} = 15$ см, $D_{н. \phi} = 31,8$ см, $D_1 = 26$ см, расчетная толщина кольца фланца, определенная (см. табл. 7 [7]) с учетом скоса на его наружном крае, равна $b_p = 6,6$ см, $s_n = 3,1$, $i = 1/3$.

Основные размеры рассматриваемого фланца соответствуют размерам стандартных фланцев [40], кроме уменьшенных $n_{н. \phi}$ и i . Следовательно, погрешность оценки прочных размеров рассматриваемого фланца по выражениям п. 23 будет располагаться в за-

пас расчета. По ф-ле (147) находим $b_p = \frac{54 \cdot 150}{150 + 25} = 46$ мм, далее $s_n = 0,85$ $b_p = 3,9$ см, т. е. толщина кольца фланца существенно завышена (в расчете [12]) ее предлагается еще увеличить на 4 мм, а толщина стенки s_n занижена.

Согласно п. 24 цельный фланец D_y 150 имеет наименьший вес при запасах прочности $n_{вт} = 1,2$ и $n_k = 1,5$. Чтобы удовлетворить этому требованию, следует увеличить $D_{н. \phi}$ на 1,6 см и уменьшить толщину кольца на 2,4 см.

41. РАСЧЕТ ФЛАНЦА С КОСЫНКАМИ

Заданные размеры: $D_{в. \phi} = 197,6$ см, $D_{н. \phi} = 225,4$ см, $D_n = 200$ см, $D_1 = 215$ см, $D_{2\phi} = 205,1$ см, $D_{н. \phi} = 207$ см, $D_{вз} = 203,2$ см, $d = 3,0$ см, $d_1 = 2,375$ см, $s = \delta = 1,2$ см, $z = 44$, $z_k = 22$. Толщину кольца фланца назначаем как для такого же по P_y и ближайшего меньшего по D_y фланца D_y 1600 мм P_y 1 и 2,5 кгс/см² (ГОСТ 12827-67) равной $b = b_p = 2,7$ см. В расчете по методу предельных нагрузок, изложенному А. А. Захаровым [9], эта толщина определена излишне большой равной 5,3 см, не оправданной как прочностью, так и плотностью фланцевого соединения. Высоту косынки назначим равной длине основной части полу-

волны краевой деформации обечайки сосуда: $h_b = 1,5 \sqrt{D_{в. ф} s} = 23$ см. Параметры рабочей среды, физико-механические свойства материала фланца и болтов, а также характеристики прокладки (см. п. 37).

Согласно п. 37 определяем $Q_{пр}$. $P_{исп} = 132\ 100$ кгс, $F_0 = 1225$ см², $Q_{упл} = 6\ 130$ кгс, $D_3 = 201,4$ см, $D_4 = 199,8$ см, $P_1 = 61\ 230$ кгс, $P_3 = 5\ 320$ кгс, $R = (P_{исп} + Q_{упл}) - (P_1 + P_3) = 71\ 700$ кгс, $Q_{пр} = 59\ 600$ кгс.

По ф-ле (166) вычисляем угол θ . Промежуточные величины:

$$r_b = 0,5 (D_{в. ф} + s) = 99,4 \text{ см}, \quad \beta = \frac{1,285}{\sqrt{r_b s}} = 0,117,$$

$$J = \frac{s^3}{12(1-\nu^2)} = 0,158 \text{ см}^4, \quad A_{кр} = b_p^3 \ln \frac{D_{н. ф}}{D_{в. ф}} + h_b^3 \ln \frac{D_{н. ф}}{D_{в. ф}} +$$

$$+ [0,25 (h_b + b_p) h_b s + 4\beta^3 J (h_b + 0,5b_p)^2 +$$

$$+ 4\beta^2 J (h_b + 0,5b_p) + 2\beta] r_b = 17\ 970;$$

$$\theta = \frac{1}{4\pi E} \frac{Q_{пр} (D_{н. ф} - D_{в. ф})}{A_{кр}} = 4,3 \cdot 10^{-6}.$$

По ф-ле (50) находим:

$$\sigma_k = \frac{E\theta b}{(1-\nu) D_{в. ф}} < 2 \text{ кгс/см}^2.$$

Большим при эксплуатации сосуда оказывается изгибное напряжение от внутреннего давления у конца косынки, ф-ла (167):

$$\sigma_{изг}^p = \frac{3p}{\beta^2 s^2} = 300 \text{ кгс/см}^2,$$

при гидравлическом испытании $\sigma_{изг}^p = 600$ кгс/см².

Средние напряжения в сварных швах косынок, ф-ла (164), малы. Расчет болтов не отличается от приведенного в п. 37.

42. РАСЧЕТ БУГЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ

В табл. 35, 36, 37 и 38 приведен типовой расчет бугельного соединения (см. рис. 5) на прочность и плотность с учетом применения паронитовой прокладки. Расчет сохраняется и при применении других прокладок (из фторопласта, стр. 24; V-образных из никелевого сплава, W-образных из различных металли-

Таблица 35. РАЗМЕРЫ И ЗАДАННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Наименование величины	Обозначение	D_y 200 мм
Наибольшее рабочее давление, кгс/см ²	p	64
Температура рабочей среды, °C	t	20
Внутренний диаметр наконечника, см	$D_{в. н}$	20
Наружный диаметр бурта наконечника, см	$D_{н. б}$	26,2
Наибольший диаметр конической втулки, см	$D_{ш}$	24,2
Наружный диаметр цилиндрической части наконечника, см	$D_{н. ц}$	21,9
Наружный радиус бугеля, см	$r_{н. бг}$	14,3
Внутренний радиус перемычки бугеля, см	$r_{в. п. б}$	13,3
Внутренний радиус щеки бугеля, см	$r_{в. б}$	12,3
Средний радиус контактной поверхности бугеля и наконечника, см	r_Q	12,7
Средний радиус перемычки бугеля, см	$r_{ср}$	13,8
Наружный диаметр прокладки, см	$D_{н. о}$	25,9
Внутренний диаметр прокладки, см	$D_{в. о}$	23,9
Средний радиус прокладки, см	r_2	12,45
Средний диаметр контактной площади прокладки, см	D_2	24,9
Угол охвата наконечника бугелем, рад	α	3,0
Толщина бурта на окружности диаметром $D_{н. б}$, см	$b_{н. б}$	3,2
Толщина бурта на окружности радиуса r_Q , см	$b_{бq}$	3,36
Расчетная толщина бурта, см	$b_б$	3,4
Наибольшая толщина стенки конической втулки, см	$s_{н}$	2,1
Наименьшая толщина стенки конической втулки, см	s	0,7
Уклон конической части втулки	i	1/3
Высота щеки бугеля, см	$l_{щ}$	1,0
Расстояние от корня щеки до окружности радиуса r_Q , см	l_Q	0,6
Толщина щеки близ защемления, см	$s_{щ}$	3,0
Толщина перемычки бугеля, см	$s_{п. б}$	1,0
Средняя ширина перемычки бугеля, см	$l_{с. б}$	12,8
Наружный диаметр резьбы болта, см	d	3,6
Внутренний диаметр резьбы болта, см	d_1	3,275
Число болтов	z	2
Половина угла раствора щек бугеля, град	β	25
Толщина прокладки, см	b_0	0,4
Наименьшее допустимое давление на прокладке, кгс/см ²	q	10
Предел текучести материала наконечника при расчетной температуре, кгс/см ²	$\sigma_{т. н}$	2700
То же материала бугеля, кгс/см ²	$\sigma_{т. бг}$	2700
То же материала болта, кгс/см ²	$\sigma_{т. б}$	3400
Модуль упругости материала наконечника при расчетной температуре, кгс/см ²	$E_{н}$	$2,1 \cdot 10^6$
То же материала бугеля, кгс/см ²	$E_{бг}$	$2,1 \cdot 10^6$
Модуль упругости прокладки, кгс/см ²	$E_{п}$	$0,5 \cdot 10^4$
Коэффициент трения бурта наконечника о бугель	f	0,2

Таблица 36. ПРОЧНОСТЬ БУГЕЛЯ

Наименование величины	Обозначение, формула	D_y 230 мм
Нагрузка на один болт, кгс	$Q' = 0,785d_1^2 \sigma_{дб}$	19 110
Допускаемое напряжение растяжения в болте, кгс/см ²	$\sigma_{дб} = \frac{\sigma_{лб}}{1,5}$	2270
Нагрузка болтов, кгс	$Q_{зат} = zQ'$	38 800
Нагрузка на прокладку по (78), кгс	$Q_q = 0,25Q_{зат} \sin 2\beta$	7320
Эффективная ширина прокладки, см	$t_9 = t_0$	1,0
Эффективная контактная площадь прокладки, см ²	$F_9 = \pi \frac{D^2}{4} \frac{н. б - D^2}{в. о}$	78,2
Удельное давление на прокладку при сборке соединения, кгс/см ²	$q_{сб} = Q_q / F_9$	94
Сила давления рабочей среды, кгс	$P = 0,785D^2 p$	31 150
Часть нагрузки Q''_M см. ф-лу (77), кгс	$Q''_M = 0,1P$	3115
Нагрузка на щеку по (77), кгс	$Q'' = [0,5Q_{зат} \sin \beta + (P + Q''_M) \cos \beta] \frac{r_{в. б}}{r_Q}$	37 900
Длина внутреннего края щеки бугеля, см	$L = ar_{в. б}$	36,9
Интенсивность нагрузки на щеку, кгс/см	$q_{щ} = \frac{Q''}{L}$	1030
Изгибное напряжение в основании щеки по (74), кгс/см ²	$\sigma_{щ} = \frac{6q_{щ} l_{щ}}{s_{щ}^2}$	680
Изгибное напряжение в стыке щеки с перемычкой по (75), кгс/см ²	$\sigma_{щп} = \frac{6q_{щ} (l_{щ} + 0,5s_{пб})}{s_{пб}^2}$	930
Площадь радиального сечения перемычки бугеля, см ²	$F_{п. б} = l_{сб} s_{п. б}$	12,8
Напряжение растяжения в бугеле по (79), кгс/см ²	$\sigma_{п. б} = \frac{Q_{зат}}{F_{п. б} + 2l_{щ} s_{щ}}$	2030
Запас прочности в основании щеки	$n_{щ} = \frac{\sigma_T бг}{\sigma_{щ}}$	3,9
Запас прочности в стыке щеки с перемычкой	$n_{щ. п} = \frac{\sigma_T бг}{\sigma_{щ. п}}$	3,4
Запас прочности в перемычке бугеля	$n_{п. б} = \frac{\sigma_T бг}{\sigma_{п. б}}$	1,3

Таблица 37. РАСЧЕТ НА ВНУТРЕННЕЕ ДАВЛЕНИЕ

Наименование величины	Обозначение, формула	D_y 200 мм
Коэффициент податливости прокладки по (95), см/кгс	$\lambda_0 = \frac{b_0}{E_0 F_9} + 2\lambda_{OM}$	$1,06 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент местной податливости, см/кгс	$\lambda_{OM} = \frac{b_0 Q}{E_H F_2}$	$0,02 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент податливости упругих связей по (105), см/кгс	$\lambda_{CB} = \frac{l_{CB}}{2\pi E_0 \cdot r_{CB}^3 \cdot \sigma'_{CB}}$	$0,07 \cdot 10^{-6}$
Перемещение от растяжения обоймы по (106), см	$\Delta_1 = \lambda_{CB} Q''$	$0,07 \cdot 10^{-6}$
Момент инерции сечения щеки см. ф-лу (107), см ⁴	$J_z = \frac{s^3 L}{12}$	83
Перемещение от прогиба щеки по (107), см	$\Delta_2 = \frac{2Q'' l^3 Q}{3E_0 \cdot r_{Jz}}$	$0,0008 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент податливости обоймы по (108), см/кгс	$\lambda_{1\text{ об}} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{Q''}$	$0,071 \cdot 10^{-6}$
Увеличение нагрузки щеки бу- геля по (104), кгс	$\Delta Q'' = \frac{\lambda_0}{\lambda_{1\text{ об}} + \lambda_0} P$	29 200
Уменьшение давления на про- кладку по (104), кгс	$\Delta R'' = \frac{\lambda_{1\text{ об}}}{\lambda_{1\text{ об}} + \lambda_0} P$	1360
Оставшееся удельное давление на прокладке, кгс/см ²	$q_{\text{ост}} = q_{CB} - \frac{\Delta R''}{F_9}$	68,5

Таблица 38. РАСЧЕТ НА ИЗГИБ И КРУЧЕНИЕ

Наименование величины	Обозначение, формула	D_y 200 мм
Допустимый внешний изгибающий момент по (135), кгс·см	$M = 0,5r_2 Q''_M \left[1 + \lambda_0 \left(\frac{r_0}{r_2} \right)^2 \right]$	$3,2 \cdot 10^5$
Упругая постоянная бу- гельного соединения по (136)	$\lambda_0 = \frac{\lambda_{1\text{ об}}}{\lambda_0}$	14,9
Наибольшее снижение удельного давления на прокладке по (138), кгс/см ²	$\Delta q_{\text{max}} = \frac{Q''_M}{F_9}$	40
Удельное давление на прокладке в области рас- крытия затвора, кгс/см ²	$q_{\text{min}} = q_{\text{ост}} - \Delta q_{\text{max}}$	29
Допустимый крутящий момент по (145), кгс·см	$T = r_0 Q''$	96 300

ческих сплавов, см. табл. 1; металлических пластинчатых, см. рис. 22; комбинированных, стр. 26), однако соответственно изменяется характеристика прокладки, а также затвор бугельного соединения.

В настоящем расчете показано, что удельное давление на прокладке (паронитовой) $q_{об}$, созданное нагрузкой болтов, расходуется на восприятие внутреннего давления и внешнего изгибающего момента, действующее в плоскости, нормальной плоскости разъема бугеля. Увеличение нагрузки болтов ограничено прочностью бугеля. Расчет на прочность наконечников аналогичен расчету наконечников свободных фланцев (п. 34). Коэффициент местной податливости (см. табл. 37), ввиду его малости, в практических расчетах не учитывать.

Список литературы

1. Буренин В. В. Современные тенденции развития конструкций уплотнений для неподвижных соединений. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1974, № 7, с. 45—47.
2. Бурков В. В., Лебедев Б. И., Мухаметшин Х. Х. Исследование герметичности соединений с паронитными и резиновыми прокладками. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1970, № 1, с. 3.
3. Васильчикова С. А., Крошкин М. И. Исследование уплотняющей способности мягких прокладок во фланцевом соединении. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1964, № 5, с. 14—15.
4. Вовкогон В. Г. Расчет соединений с соприкасающимися фланцами. — Куйбышев, Куйбышевский авиационный институт, 1974, Труды, вып. 67, 180 с.
5. Волошин А. А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. — Л.: Судпромгиз, 1959, 292 с.
6. Волошин А. А. Расчет на прочность трубопроводов судовых энергетических установок. — Л.: Судостроение, 1967, 298 с.
7. Волошин А. А. Расчет фланцевых соединений на плотность при изгибе и кручении. — «Судостроение», 1950, № 2, с. 6—10.
8. Волошин А. А. Плотность фланцевых соединений под действием изгибающих моментов. — «Вестник машиностроения», 1955, № 4, с. 13—15.
9. Волошин А. А., Григорьев Г. Т. Расчет и конструирование фланцевых соединений: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1972. — 136 с.
10. Габер П. И. Фланец. — Авт. свид. № 428150, F16 23/000.
11. Гольденвейсер А. Л. Теория упругости тонких оболочек. М., Техтеориздат, 1953, 543 с.
12. Долгинов Л. Ш., Прокопов В. К., Самсонов Ю. А. Расчет и конструирование фланцевых соединений судовых трубопроводов и сосудов. — Л.: Судостроение, 1972, 265 с.
13. Карасев Л. П. Усилия во фланцевом соединении, находящемся под действием поперечной нагрузки. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1974, № 2, с. 13—15.
14. Карасев Л. П., Шулико Я. В. Особенности распределения болтовых усилий в стандартных фланцевых соединениях при действии на трубопровод поперечных нагрузок. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1968; № 5, с. 5—8.
15. Ковальский Б. С., Перцев Л. П. Исследование плоских фланцев. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1964, № 6, с. 20—22.
16. Ковальский Б. С., Перцев Л. П. Нормализация фланцев сосудов и аппаратов. — М.: Стандартгиз, сб. «Нормализация в машиностроении», 1962, № 2, с. 3—9.
17. Кулаков В. М. Расчет плоских крышек сосудов, работающих под давлением. — «Вестник машиностроения», 1974, № 5, с. 24—25.
18. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. — М.: Машиностроение, 1971, 264 с.
19. Лемберский В. Б., Фишкин Р. В., Домашнев А. Д. Расчет величин утечки через неподвижные фланцевые соединения. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1977, № 4, с. 10—11.
20. Лившиц В. И., Погодин В. К., Домашнев А. Д. Газовые испытания на герметичность при высоких давлениях дельта-обтураторов из различных материалов. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1974, № 4, с. 34—36.
21. Лошкарев М. А., Богорад М. Л., Шохор Г. И. Расчет прочности резьбового фланцевого соединения по предельным нагрузкам. — Сб. «Вопросы прочности в химическом машиностроении», № 2. — М.: Машиностроение, 1958, с. 3—8.
22. Макаров Г. М., Антонов А. И., Булычев Ю. Н., Иванова М. С., Полущин Г. А. Влияние динамических нагрузок на герметичность фланцевых соединений. — «Вестник машиностроения», 1973, № 6, с. 30—32.
23. Павлов Ю. П., Антропов В. Н. Надежность фланцевых соединений трубопроводов с фторопластовыми уплотнениями. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1974, № 4, с. 33—34.
24. Павлов П. А., Кондаков О. Н., Исаев Г. В. Приближенный расчет кольцевых фланцевых соединений валов на изгиб с растяжением. — «Вестник машиностроения», 1976, № 10, с. 23—26.

25. Павлов П. А., Хангу Ю. З., Будин Е. М. Расчет герметичности фланцевых соединений с уплотнением типа шип-паз из фторопласта-4 при переменных внутренних давлениях и температуре. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1975, № 5, с. 11—12.
26. Перцев Л. П., Ярошевская Л. А. Конструирование и расчет фланцевых соединений с зажимами. — «Стандартизация», 1964, № 2, с. 16—19.
27. Приданов И. Д. Экспериментальное исследование напряжений, возникающих от натяга в резьбовом соединении обсадной трубы. — Сб. «Механика», вып. 8. — Куйбышев: Куйбышевский Политехнический институт им. В. В. Куйбышева, 1975, 478 с.
28. Протопопов В. Б. Уплотнения судовых фланцевых соединений. — Л.: Судпромгиз, 1966, 160 с.
29. Рогачевский Р. Н. Расчет болтов круглого фланцевого соединения при большом числе болтов и работе соединения на изгиб. — «Советское котлотурбостроение», 1940, № 3; с. 12—13.
30. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. И. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975, 488 с.
31. Синиченко А. А., Румянцев О. В. Уплотнение аппаратов высокого давления с помощью плоских металлических прокладок. — «Вестник машиностроения», 1973, № 2, с. 18—20.
32. Сисьмеков В. К., Усачев А. А. Экспериментальное исследование прочности фланцевых соединений под действием внешнего изгибающего момента. — Свердловск; Уральский Политехнический ин-т, 1962, Труды, № 132, 140 с.
33. Скрябина М. Е. О распределении напряжений в замковом резьбовом соединении бурильных труб, возникающих при свинчивании. — Сб. «Механика», вып. 8. — Куйбышев. Куйбышевский Политехнический ин-т им. В. В. Куйбышева, 1975, 478 с.
34. Справочник по строительной механике корабля т. 2/Под ред. Ю. А. Шиманского. — Л.: Судпромгиз, 1958, 528 с.
35. Старцев Н. И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1976, 272 с.
36. Толстопятов Р. В., Смищенко О. П. Исследование прочности элементов конструкции стальных эмалированных сосудов. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1974, № 7, с. 9—10.
37. Толстопятов Р. В., Смищенко О. П. Расчет на прочность стальной эмалированной аппаратуры. — «Химическое и нефтяное машиностроение», 1977, № 2, с. 11—12.
38. Тимонин В. М., Пуйдокас А. Д., Рымынова Е. В. Влияние технологии изготовления резьбы на усталостную прочность резьбо-фланцевого соединения. — Сб. Вопросы прочности крупных деталей машин, — М.: Машиностроение, 1976 (ЦНИИТМАШ, кн. 112, с. 180).
39. Устинов Ю. А., Шляфман Е. М. К расчету фланцевых соединений. — Сб. «Вопросы механики и прикладной математики». — Ростов-на-Дону: Ростовский Университет, 1976, 150 с.
40. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов. Заглушки фланцевые: ГОСТы. — М.: Стандартгиз, 1970, 312 с.
41. Шерман И. Г., Ярошевская Л. А. Образец для исследований прочностных свойств покрытий: Авт. свид. № 538271, G01 № 3/20.
42. Ярошевская Л. А., Шерман И. Г. Образец для исследования прочностных свойств стеклоэмалевого покрытия: Авт. свид. № 537282, G01 № 1/00.
43. Daniels K. M. Aerospace gryogenic static Seals. — «Lubrication Engineering», 1974, v. 29, p. 157—167.
44. Fessler N. and Perry D. Stresses in high—pressure taper—nub Flangeswits Recesses for unt facings. — «The Journal of Strain analysis», 1975, v. 10, N12, p. 119—128.
45. Kirchoff W, P. New stress calculations and temperature curves for Integral Flanges. — «Third world petroleum congress the Hague», v. VIII, p. 147—168.
46. Норикюи Хаяси, Осаму Хага, Юдзиро Есино. Исследование напряжений во фланцах оптическим методом. — «Нихон каки гаккай румбинсю». — «Trans. Japn. soc. mech. eng.», 1975, v. 41, 349, p. 2540—2548.
47. Roth A. Nomographic design of vacuum gasket Seals. — «Vacuum», 1966, v. 16, N3, p. 113—120.
48. Weststrom D. V., Bergh S. E. Effect of internal pressure on stresses and Flanged Connect Joints. — «Trans, ASME», 1951, v 73, N5, p. 553—568.
49. Waters E. and Williams F. Stress conditions in Flanges yoints for low—pressure service. — «Trans, ASME», 1952, v. 74, N1, p. 135—148.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Основные обозначения и терминология	4
Глава первая Общие сведения	8
1. Задача расчета фланцевых и других разъемных соединений	—
2. Конструкция фланцевых и других разъемных соединений	11
3. Затворы	15
4. Прокладки	17
Глава вторая. Расчет на прочность фланцев, бугельных, штуцерных соединений и болтов	27
5. Сопоставление расчетных данных с опытными	—
6. Кольца фланцев	31
7. Конические втулки фланцев	36
8. Основные расчетные формулы	45
9. Выбор шага болтов	50
10. Дополнительные напряжения во фланцах от внутреннего давления	52
11. Бугельные соединения	55
12. Штуцерные соединения	56
13. Нормативные запасы прочности	59
14. Расчет болтов	60
Глава третья. Расчет фланцевых соединений на внешние нагрузки	61
15. Общие сведения	—
16. Действие внутреннего давления	62
17. Изгиб соединений	65
18. Равнопрочные фланцевые соединения	73
19. Прочность фланцев при изгибе соединений	74
20. Кручение фланцевых и бугельных соединений	75
21. Дополнительная нагрузка болтов от неравномерной температуры частей фланцевого соединения	76
Глава четвертая. Конструирование фланцев	—
22. Общие сведения	—
23. Методы определения размеров фланцев	77
24. Конструктивный запас прочности	81
25. Фланцы на резьбе	83
26. Фланцы в области ползучести их материала	84
27. Частные случаи эксплуатации фланцевых соединений	—
28. Сборка разъемных соединений	85
Глава пятая. Фланцы сосудов	83
29. Прочность отбортовки обечайки сосуда	—
30. Фланцы с косынками	87
31. Фланцы эмалированных сосудов	89
32. Прямоугольные фланцы	93

Глава шестая. Порядок и примеры расчета фланцевых и бугельных соединений на прочность и плотность	93
33. Определение нагрузки болтов	—
34. Расчет цельных фланцев	94
35. Расчет свободных фланцев	97
36. Расчет «равнопрочного» фланцевого соединения с упругой прокладкой	99
37. Расчет плоских приварных фланцев	—
38. Расчет фланцев литых из серого чугуна	109
39. Расчет фланцевых соединений на изгиб с учетом смещения нейтральной оси	112
40. Конструирование фланцев	114
41. Расчет фланца с косынками	116
42. Расчет бугельного соединения	117
Список литературы	122

ИБ № 1719

Андрей Андреевич ВОЛОШИН
Геннадий Тимофеевич ГРИГОРЬЕВ

РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ФЛАНЦЕВЫХ
СОЕДИНЕНИЙ

Редактор *В. П. Ольшаников*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *И. В. Буздалева*
Корректор *А. И. Лавриненко*
Обложка художника *О. И. Цыплакова*

Сдано в набор 29.03.79. Подписано в печать 22.11.79. М-26597. Формат 84×108¹/₁₆.
Бумага типографская № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 6,72. Уч.-изд. л. 8,1. Тираж 27 000 экз. Заказ 131. Цена 45 коп.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградская типография № 2
имени Евгении Соколовой «Союзполиграфпрома» при Государственном
комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
198052, Ленинград, Л-52, Измайловский пр., 29

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

С целью получения информации о качестве наших изданий просим Вас в прилагаемой анкете подчеркнуть позиции, соответствующие Вашей оценке этой книги.

1. В книге существует:
 - а) острая необходимость;
 - б) значительная потребность;
 - в) незначительная потребность.
2. Эффективность книги с точки зрения практического вклада в отрасль:
 - а) весьма высокая;
 - б) высокая;
 - в) сомнительная;
 - г) незначительная.
3. Эффективность книги с точки зрения теоретического вклада в отрасль:
 - а) весьма высокая;
 - б) высокая;
 - в) сомнительная;
 - г) незначительная.
4. Материал книги соответствует достижениям мировой науки и техники в данной области:
 - а) в полной мере;
 - б) частично;
 - в) слабо.
5. С методическим построением книги:
 - а) согласен полностью;
 - б) частично не согласен (указать с чем именно);
 - в) совершенно не согласен.
6. В книге не представляют научной и технической ценности:
 - а) главы;
 - б) параграфы.
7. Содержание соответствует названию:
 - а) полностью;
 - б) частично (предложить название);
 - в) слабо (предложить название).

Фамилия, имя, отчество

.

Ученое звание

.

Специальность

.

Место работы, должность

.

Стаж работы

.

*Просим отрезать страницу по линии отреза
и в почтовом конверте выслать по адресу:
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10,
ЛО изд-ва «Машиностроение».*

А. А. Волошин, Г. Т. Григорьев.

**Расчет и конструирование фланцевых со-
единений.**

45 коп.



МАШИНОСТРОЕНИЕ