

НАЦИОНАЛЬНЫЕ

СТАНДАРТЫ

борник

СОСУДЫ И АППАРАТЫ

Нормы и методы расчета на прочность

2008

СТАНДАРТИНФОРМ

СОСУДЫ И АППАРАТЫ

Нормы и методы
расчета
на прочность

ГОСТ Р 52857.1-2007 — ГОСТ Р 52857.12-2007

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.1—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

Общие требования

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартиформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1	Область применения	1
2	Нормативные ссылки	1
3	Обозначения	2
4	Общие положения	3
5	Расчетная температура	3
6	Рабочее, расчетное и пробное давление	4
7	Расчетные усилия и моменты	4
8	Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности	4
9	Коэффициенты запаса устойчивости	7
10	Модули продольной упругости и коэффициенты линейного расширения	7
11	Коэффициенты прочности сварных швов	7
12	Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов	7
	Приложение А (обязательное) Допускаемое напряжение для рабочих условий	9
	Приложение Б (справочное) Расчетные механические характеристики материалов	14
	Приложение В (справочное) Расчетные значения модуля продольной упругости	21
	Приложение Г (справочное) Коэффициенты линейного расширения	21
	Приложение Д (обязательное) Коэффициенты прочности сварных и паяных швов	22

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Общие требования

Vessels and apparatus.
Norms and methods of strength calculation.
General requirements

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность сосудов и аппаратов из углеродистых и легированных сталей, цветных металлов (алюминия, меди, титана и их сплавов), применяемых в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и смежных отраслях промышленности, работающих в условиях однократных и многократных нагрузок под внутренним избыточным давлением, вакуумом или наружным давлением, под действием осевых и поперечных усилий и изгибающих моментов, инерционных нагрузок, а также устанавливает коэффициенты запаса прочности, допускаемых напряжений, модуля продольной упругости и коэффициентов прочности сварных швов. Нормы и методы расчета на прочность применимы, если свойства материалов, требования к конструкции, изготовлению и контролю отвечают требованиям ГОСТ Р 52630 и другим нормативным документам. Если отклонения от геометрической формы, неточности или качество изготовления отличаются от требований нормативных документов, то при расчете на прочность эти отступления должны быть учтены соответствующей корректировкой расчетных формул.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 51273—99 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий

ГОСТ Р 52630—2006 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия

ГОСТ Р 52857.2—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек

ГОСТ Р 52857.3—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер

ГОСТ Р 52857.4—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

ГОСТ Р 52857.5—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок

ГОСТ Р 52857.6—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

ГОСТ Р 52857.7—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты

ГОСТ Р 52857.8—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты с рубашками

ГОСТ Р 52857.9—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение напряжений в местах пересечений штуцеров с обечайками и днищами при воздействии давления и внешних нагрузок на штуцер

ГОСТ Р 52857.10—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты, работающие с сероводородными средами

ГОСТ Р 52857.11—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек

ГОСТ 19281—79 Прокат из стали повышенной прочности. Общие технические условия

ГОСТ 5949—75 Сталь сортовая и калиброванная коррозионно-стойкая, жаростойкая и жаропрочная. Технические требования

ГОСТ 25054—81 Поковки из коррозионно-стойких сталей и сплавов. Общие технические условия

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

c	— сумма прибавок к расчетным толщинам, мм;
c_1	— прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм;
c_2	— прибавка для компенсации минусового допуска, мм;
c_3	— прибавка для компенсации утонения стенки при технологических операциях, мм;
E	— модуль продольной упругости при расчетной температуре, МПа;
n_b	— коэффициент запаса прочности по временному сопротивлению (пределу прочности);
n_T	— коэффициент запаса по пределу текучести;
n_d	— коэффициент запаса по пределу длительной прочности;
n_p	— коэффициент запаса по пределу ползучести;
n_y	— коэффициент запаса устойчивости;
$n_{в.п}$	— коэффициент запаса по пределу прочности для алюминия, меди и их сплавов;
$n_{вт}$	— коэффициент запаса по пределу прочности для титана и его сплавов;
p	— расчетное давление, МПа;
$R_{e/t}$	— минимальное значение предела текучести при расчетной температуре, МПа;
$R_{e/20}$	— минимальное значение предела текучести при температуре 20 °С, МПа;
$R_{p0,2/t}$	— минимальное значение условного предела текучести при остаточном удлинении 0,2 % при расчетной температуре, МПа;
$R_{p0,2/20}$	— минимальное значение условного предела текучести при остаточном удлинении 0,2 % при температуре 20 °С, МПа;
$R_{p1,0/t}$	— минимальное значение предела текучести при остаточном удлинении 1,0 % для расчетной температуры, МПа;
$R_{p1,0/20}$	— минимальное значение предела текучести при остаточном удлинении 1,0 % для температуры 20 °С, МПа;
$R_{m/t}$	— минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при расчетной температуре, МПа;
$R_{m/20}$	— минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при температуре 20 °С, МПа;
$R_{m/10^n/t}$	— среднее значение предела длительной прочности за 10^n часов при расчетной температуре, МПа;
$R_{p1,0/10^n/t}$	— средний 1 %-ный предел ползучести за 10^n часов при расчетной температуре, МПа;

- s — исполнительная толщина стенки элемента сосуда, мм;
 s_p — расчетная толщина стенки элемента сосуда, мм;
 t — расчетная температура стенки элемента сосуда, °С;
 α — коэффициент линейного расширения при температуре, $10^6, \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$;
 $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_{20}$ — допускаемое напряжение при температуре 20 °С, МПа;
 φ — коэффициент прочности сварных швов.

4 Общие положения

4.1 Расчет на прочность необходимо проводить для всех прогнозируемых состояний сосудов, возникающих во время их эксплуатации, испытания, транспортировки, монтажа. При этом следует учитывать все нагрузки и внешние факторы (температуру, коррозионные среды и т.п.), которые могут оказать влияние на прочность, и учитывать вероятность их одновременного воздействия.

В частности, необходимо учитывать следующие факторы:

- внутреннее / внешнее давление;
- температуры окружающей среды и рабочие температуры;
- статическое давление в рабочих условиях и условиях испытания, нагрузки от массы сосуда и содержимого в оборудовании;
- инерционные нагрузки при движении, остановках и колебаниях, нагрузки от ветровых и сейсмических воздействий;
- реактивные усилия (противодействия), которые передаются от опор, креплений, трубопроводов и т. д.;
- нагрузки от стесненности температурных деформаций;
- усталость при переменных нагрузках, коррозию и эрозию и т. д.

За правильность применения норм и методов расчета на прочность несет ответственность организация (предприятие или физическое лицо), выполнявшая соответствующие расчеты на прочность.

4.2 Методы расчета на прочность сосудов и аппаратов приведены в ГОСТ Р 52857.2 — ГОСТ Р 52857.11.

4.3 В основу методов расчета на прочность большинства элементов сосудов принят метод расчета по предельным нагрузкам. Для удобства расчета коэффициенты запаса прочности к предельным нагрузкам учитываются при определении допускаемых напряжений. Для отдельных элементов (например, фланцевых соединений) или условий нагружения, например при переменных нагрузках, расчет ведется по допускаемым напряжениям.

Допускаемые напряжения в этом случае определяются с учетом особенностей эксплуатации сосуда, опытных данных, характеристик материала.

При расчете на устойчивость допускаемые нагрузки определяют по нижним критическим напряжениям.

5 Расчетная температура

5.1 Расчетную температуру используют для определения физико-механических характеристик материала и допускаемых напряжений, а также при расчете на прочность с учетом температурных воздействий.

5.2 Расчетную температуру определяют на основании теплотехнических расчетов или результатов испытаний, или опыта эксплуатации аналогичных сосудов.

За расчетную температуру стенки сосуда или аппарата принимают наибольшую температуру стенки. При температуре ниже 20 °С за расчетную температуру при определении допускаемых напряжений принимают температуру 20 °С.

5.3 Если невозможно провести тепловые расчеты или измерения и если во время эксплуатации температура стенки повышается до температуры среды, соприкасающейся со стенкой, то за расчетную температуру следует принимать наибольшую температуру среды, но не ниже 20 °С.

При обогреве открытым пламенем, отработанными газами или электронагревателями расчетную температуру принимают равной температуре среды, увеличенной на 20 °С при закрытом обогреве и на 50 °С при прямом обогреве, если нет более точных данных.

5.4 Если сосуд или аппарат эксплуатируются при нескольких различных режимах нагружения или разные элементы аппарата работают в разных условиях, для каждого режима можно определить свою расчетную температуру.

6 Рабочее, расчетное и пробное давление

6.1 Под рабочим давлением для сосуда и аппарата следует понимать максимальное внутреннее избыточное или наружное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, без учета гидростатического давления среды и допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана или других предохранительных устройств.

6.2 Под расчетным давлением для элементов сосудов и аппаратов следует понимать давление, на которое проводят их расчет на прочность.

Расчетное давление для элементов сосуда или аппарата принимают, как правило, равным рабочему давлению или выше.

Расчетное давление должно учитывать:

- внутреннее / внешнее давление;
- гидростатическое давление от среды, содержащейся в сосуде;
- нестабильность перерабатываемых сред и технологического процесса;
- инерционные нагрузки при движении или сейсмических воздействиях.

Если на сосуде или подводящем трубопроводе к сосуду установлено устройство, ограничивающее давление, чтобы рабочее давление не превышало максимально допустимого рабочего давления, то при определении расчетного давления не учитывают кратковременное превышение рабочего давления в пределах 10 %.

Для элементов, разделяющих пространства с разными давлениями (например, в аппаратах с обогреваемыми рубашками), за расчетное давление следует принимать либо каждое давление в отдельности, либо давление, которое требует большей толщины стенки рассчитываемого элемента. Если обеспечивается одновременное действие давлений, то допускается проводить расчет на разность давлений. Разность давлений принимается в качестве расчетного давления также для таких элементов, которые отделяют пространства с внутренним избыточным давлением от пространства с абсолютным давлением, меньшим чем атмосферное. Если отсутствуют точные данные о разности между абсолютным давлением и атмосферным, то абсолютное давление принимают равным нулю.

6.3 Под пробным давлением в сосуде или аппарате следует понимать давление, при котором проводится испытание сосуда или аппарата.

6.4 Под расчетным давлением в условиях испытаний для элементов сосудов или аппаратов следует принимать давление, которому они подвергаются во время пробного испытания, включая гидростатическое давление.

7 Расчетные усилия и моменты

За расчетные усилия и моменты принимают действующие для соответствующего состояния нагружения (например, при эксплуатации, испытании или монтаже) усилия и моменты, возникающие в результате действия собственной массы, инерционных нагрузок, от присоединенных трубопроводов, сейсмической, ветровой, снеговой и других нагрузок.

Расчетные усилия и моменты от ветровой нагрузки и сейсмических воздействий на колонные аппараты определяют по ГОСТ Р 51273.

8 Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности

8.1 Допускаемое напряжение $[\sigma]$ при расчете по предельным нагрузкам сосудов, работающих при статических однократных нагрузках, вычисляют по формулам:

- для углеродистых, низколегированных, ферритных, аустенитно-ферритных, мартенситных сталей и сплавов на железноникелевой основе:

$$[\sigma] = \eta \min \left(\frac{R_{eHt}}{n_T} \text{ или } \frac{R_{p0,2Ht}}{n_T}; \frac{R_{mHt}}{n_B}; \frac{R_{m/10^n Ht}}{n_D}; \frac{R_{p1,0/10^n Ht}}{n_n} \right); \quad (1)$$

- для аустенитной хромоникелевой стали, алюминия, меди и их сплавов:

$$[\sigma] = \eta \min \left(\frac{R_{p1,0/tt}}{n_T}; \frac{R_{m/tt}}{n_B}; \frac{R_{m/10^n/tt}}{n_D}; \frac{R_{p1,0/10^n/tt}}{n_P} \right). \quad (2)$$

Предел ползучести используют для определения допускаемого напряжения в тех случаях, когда отсутствуют данные по пределу длительной прочности или по условиям эксплуатации необходимо ограничивать деформацию (перемещения).

При отсутствии данных об условном пределе текучести при 1 %-ном остаточном удлинении используют значение условного предела текучести при 0,2 %-ном остаточном удлинении.

При отсутствии данных о пределе текучести и длительной прочности допускаемое напряжение для алюминия, меди и их сплавов вычисляют по формуле

$$[\sigma] = \frac{R_{m/tt}}{n_{вп}}. \quad (3)$$

Допускаемые напряжения для титановых сплавов вычисляют по формуле

$$[\sigma] = \frac{R_{m/tt}}{n_{вт}}. \quad (4)$$

Для условий испытания сосудов из углеродистых, низколегированных, ферритных, аустенитно-ферритных мартенситных сталей и сплавов на железоникелевой основе допускаемое напряжение вычисляют по формуле

$$[\sigma]_{20} = \eta \left(\frac{R_{e/20}}{n_T} \text{ или } \frac{R_{p0,2/20}}{n_T} \right). \quad (5)$$

Для условий испытаний сосудов из аустенитных сталей, алюминия, меди и их сплавов допускаемое напряжение вычисляют по формуле

$$[\sigma]_{20} = \eta \left(\frac{R_{p0,2/20}}{n_T} \text{ или } \frac{R_{p1,0/20}}{n_T} \right). \quad (6)$$

Если допускаемое напряжение для рабочих условий определяют по формуле (4), то для сосудов из алюминия, меди и их сплавов допускаемое напряжение для условий испытания вычисляют по формуле

$$[\sigma]_{20} = \frac{R_{m/20}}{n_{вп}}. \quad (7)$$

Для условий испытаний сосудов из титановых сплавов допускаемое напряжение вычисляют по формуле

$$[\sigma]_{20} = \frac{R_{m/20}}{n_{вт}}. \quad (8)$$

8.2 Коэффициенты запаса прочности должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 1.

Таблица 1

Условия нагружения	Коэффициенты запаса прочности							
	сталей, алюминия, меди и их сплавов [формулы (1), (2), (5), (6)]				алюминия, меди и их сплавов [формулы (3), (7)]	алюминиевых литейных сплавов [формулы (3), (7)]	титанового листового проката и прокатных труб [формулы (4), (8)]	титановых прутков и поковок [формулы (4), (8)]
	n_T	n_B	n_D	n_P	$n_{вп}$	$n_{вп}$	$n_{вт}$	$n_{вт}$
Рабочие условия	1,5	2,4	1,5	1,0	3,5	7,0	2,6	3,0
Условия испытания:								
гидравлические испытания	1,1	—	—	—	1,8	3,5	1,8	1,8
пневматические испытания	1,2	—	—	—	2,0	3,5	2,0	2,0
Условия монтажа	1,1	—	—	—	1,8	3,5	1,8	1,8

* Для аустенитной хромоникелевой стали, алюминия, меди и их сплавов (формула 2) $n_B = 3,0$.

Если допускаемое напряжение для аустенитных сталей вычисляют по условному пределу текучести, коэффициент запаса прочности n_T по условному пределу текучести $R_{p0,2/t}$ для рабочих условий допускается принимать равным 1,3.

8.3 Поправочный коэффициент η к допускаемым напряжениям должен быть равен единице, за исключением стальных отливок, для которых коэффициент η имеет следующие значения:

- 0,8 — для отливок, подвергающихся индивидуальному контролю неразрушающими методами;
- 0,7 — для остальных отливок.

8.4 Расчет на прочность цилиндрических обечаек и конических элементов, выпуклых и плоских днищ для условий испытания проводить не требуется, если расчетное давление в условиях испытания будет меньше, чем расчетное давление в рабочих условиях, умноженное на $1,35 \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}$.

8.5 Для материалов, широко используемых в химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности, допускаемые напряжения для рабочих условий при $\eta = 1$ приведены в приложении А.

8.6 Допускаемые напряжения для материалов, не приведенных в приложении А, определяют согласно 8.1. Расчетные механические характеристики, необходимые для определения допускаемых напряжений, определяют при нормальной температуре по соответствующим стандартам или техническим условиям, а при повышенных температурах после проведения испытаний представительного количества образцов, обеспечивающих гарантированные значения прочностных характеристик материала.

8.7 Для стальных элементов сосудов и аппаратов, работающих в условиях ползучести при разных за весь период эксплуатации расчетных температурах, в качестве допускаемого напряжения разрешается принимать эквивалентное допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{эkv}}$, вычисляемое по формуле

$$[\sigma]_{\text{эkv}} = \frac{[\sigma]_1}{\left[\sum_1^n \frac{T_i}{T_0} \left(\frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_i} \right)^m \right]^{1/m}}, \quad (9)$$

где $[\sigma]_i = [\sigma]_1, [\sigma]_2, \dots, [\sigma]_n$ — допускаемое напряжение для расчетного срока эксплуатации при температурах $t_i (i = 1, 2 \dots)$;

T_i — длительность этапов эксплуатации элементов с температурой стенки соответственно $t_i (i = 1, 2 \dots)$, ч;

$T_0 = \sum_1^n T_i$ — общий расчетный срок эксплуатации, ч;

m — показатель степени в уравнениях длительной прочности стали (для легированных жаропрочных сталей рекомендуется принимать $m = 8$).

Этапы эксплуатации при разной температуре стенки рекомендуется принимать по интервалам температуры в 5 °С и 10 °С.

Определение эквивалентных напряжений по приведенной упрощенной методике рекомендуется принимать по интервалам температур не более 30 °С. При необходимости определения эквивалентных допускаемых напряжений для интервала температур более 30 °С следует использовать среднее значение показателя степени согласно данным экспериментальных исследований с базой испытаний не более 0,1 от ресурса, но не менее 10^4 ч.

8.8 Допускаемое напряжение для сосудов из двухслойных сталей вычисляют по формуле

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_1 (s_1 - c) + [\sigma]_2 (s_2 - c)}{(s_1 - c) + (s_2 - c)}, \quad (10)$$

где $[\sigma]_1, [\sigma]_2$ — допускаемые напряжения соответственно основного металла и коррозионно-стойкого слоя, определяемые по приложению А.

Учитывая допуск на толщину коррозионно-стойкого слоя при определении допускаемого напряжения по формуле (10), толщина коррозионно-стойкого слоя принимается минимальной, если $[\sigma]_1 < [\sigma]_2$. Если $[\sigma]_1 > [\sigma]_2$, то толщина коррозионно-стойкого слоя принимается максимальной.

Разрешается допускаемое напряжение определять по основному слою. В этом случае прибавка на коррозию принимается равной толщине коррозионно-стойкого слоя.

8.9 Для сосудов, работающих при многократных нагрузках, допускаемые напряжения определяются по ГОСТ Р 52857.5.

8.10 Для элементов сосудов, рассчитываемых не по предельным нагрузкам, а по допускаемым напряжениям, расчет проводят по условным упругим напряжениям.

σ_m — общие мембранные напряжения;
 σ_{mL} — местные мембранные напряжения;
 $\sigma_{и}$ — общие изгибные напряжения;
 $\sigma_{иL}$ — местные изгибные напряжения;
 σ_t — общие температурные напряжения;
 σ_{tL} — местные температурные напряжения.

Условия статической прочности выполняются, если

$$\sigma_m \leq [\sigma],$$

$$(\sigma_m \text{ или } \sigma_{mL}) + \sigma_{и} \leq [\sigma]_M,$$

$$(\sigma_m \text{ или } \sigma_{mL}) + \sigma_{и} + \sigma_{иL} + \sigma_t + \sigma_{tL} \leq [\sigma]_R, \quad (11)$$

где $[\sigma]_M = 1,5[\sigma]$; $[\sigma]_R = 3[\sigma]$.

8.11 Расчетные механические характеристики материалов приведены в приложении Б.

9 Коэффициенты запаса устойчивости

Коэффициент запаса устойчивости n_y при расчете сосудов и аппаратов на устойчивость по нижним критическим напряжениям в пределах упругости следует принимать:

- 2,4 — для рабочих условий;
- 1,8 — для условий испытания и монтажа.

10 Модули продольной упругости и коэффициенты линейного расширения

10.1 Расчетные значения модулей продольной упругости приведены в приложении В.

10.2 Расчетные значения коэффициентов линейного расширения приведены в приложении Г.

11 Коэффициенты прочности сварных швов

При расчете на прочность сварных элементов сосудов допускаемые напряжения умножают на коэффициент прочности сварных швов φ .

Числовые значения этих коэффициентов приведены в приложении Д. Для бесшовных элементов сосудов $\varphi = 1$.

12 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов

12.1 При расчете сосудов и аппаратов необходимо учитывать прибавки c к расчетным толщинам элементов сосудов и аппаратов.

Исполнительную толщину стенки элемента сосуда вычисляют по формуле

$$s \geq s_p + c, \quad (12)$$

где s_p — расчетная толщина стенки элемента сосуда.

Прибавку к расчетным толщинам вычисляют по формуле

$$c = c_1 + c_2 + c_3. \quad (13)$$

Если в расчете рассматривается несколько элементов, отличающихся материалами, способом изготовления или толщинами, то сумма прибавок к расчетным толщинам стенок определяется для каждого элемента в отдельности.

При поверочном расчете прибавку вычитают из значений исполнительной толщины стенки.

Если известна фактическая толщина стенки, то при поверочном расчете можно не учитывать c_2 и c_3 .

12.2 Обоснование всех прибавок к расчетным толщинам должно быть приведено в технической документации.

12.3 Прибавка к расчетной толщине для компенсации коррозии (эрозии) назначается с учетом условий эксплуатации, расчетного срока службы, скорости коррозии (эрозии).

При двухстороннем контакте с коррозионной и (или) эрозионной средой прибавка c_1 должна быть соответственно увеличена.

12.4 Технологическая прибавка c_3 предусматривает компенсацию утонения стенки элемента сосуда при технологических операциях: вытяжке, штамповке, гибке труб и т. д. В зависимости от принятой технологии эту прибавку следует учитывать при разработке рабочих чертежей.

Прибавки c_2 и c_3 учитывают в тех случаях, когда их суммарное значение превышает 5 % номинальной толщины листа.

Технологическая прибавка не включает в себя округление расчетной толщины до стандартной толщины листа.

При расчете эллиптических днищ, изготавливаемых штамповкой, технологическую прибавку для компенсации утонения в зоне отбортовки не учитывают, если ее значение не превышает 15 % исполнительной толщины листа.

Приложение А
(обязательное)

Допускаемое напряжение для рабочих условий

Т а б л и ц а А.1 — Допускаемые напряжения для углеродистых и низколегированных сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, для сталей марок							
	Ст3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	толщина, мм							
	до 20	свыше 20	до 32	свыше 32	до 160			
20	154	140	196	183	147	130	180	183
100	149	134	177	160	142	125	160	160
150	145	131	171	154	139	122	154	154
200	142	126	165	148	136	118	148	148
250	131	120	162	145	132	112	145	145
300	115	108	151	134	119	100	134	134
350	105	98	140	123	106	88	123	123
375	93	93	133	116	98	82	108	116
400	85	85	122	105	92	77	92	105
410	81	81	104	104	86	75	86	104
420	75	75	92	92	80	72	80	92
430	71*	71*	86	86	75	68	75	86
440	—	—	78	78	67	60	67	78
450	—	—	71	71	61	53	61	71
460	—	—	64	64	55	47	55	64
470	—	—	56	56	49	42	49	56
480	—	—	53	53	46**	37	46**	53

* Для расчетной температуры стенки 425 °С.

** Для расчетной температуры стенки 475 °С.

П р и м е ч а н и я

1 При расчетных температурах ниже 20 °С допускаемые напряжения принимают такими же, как при 20 °С, при условии допустимого применения материала при данной температуре.

2 Для промежуточных расчетных температур стенки допускаемое напряжение определяют линейной интерполяцией с округлением результатов до 0,5 МПа в сторону меньшего значения.

3 Для стали марки 20 при $R_{e/20} < 220$ МПа допускаемые напряжения, указанные в настоящей таблице, умножают на отношение $R_{e/20}/220$.

4 Для стали марки 10Г2 при $R_{p0,2/20} < 270$ МПа допускаемые напряжения, указанные в настоящей таблице, умножают на отношение $R_{p0,2/20}/270$.

5 Для стали марок 09Г2С, 16ГС классов прочности 265 и 296 по ГОСТ 19281 допускаемые напряжения независимо от толщины листа принимают равными указанным в графе, соответствующей толщине свыше 32 мм.

6 Допускаемые напряжения, расположенные ниже горизонтальной черты, действительны при ресурсе не более 10^5 ч.

Для расчетного срока эксплуатации до $2 \cdot 10^5$ ч допускаемое напряжение, расположенное ниже горизонтальной черты, умножают на коэффициент: для углеродистой стали на 0,8; для марганцовистой стали на 0,85 при температуре < 450 °С и на 0,8 при температуре от 450 °С до 500 °С включительно.

Т а б л и ц а А.2 — Допускаемые напряжения для теплоустойчивых хромистых сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, для сталей марок				
	12ХМ	12МХ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	147	147	155	146	240
100	146,5	146,5	153	141	235
150	146	146	152,5	138	230
200	145	145	152	134	225
250	145	145	152	127	220
300	141	141	147	120	210
350	137	137	142	114	200
375	135	135	140	110	180
400	132	132	137	105	170
410	130	130	136	103	160
420	129	129	135	101	150
430	127	127	134	99	140
440	126	126	132	96	135
450	124	124	131	94	130
460	122	122	127	91	126
470	117	117	122	89	122
480	114	114	117	86	118
490	105	105	107	83	114
500	96	96	99	79	108
510	82	82	84	72	97
520	69	69	74	66	85
530	60	57	67	60	72
540	50	47	57	54	58
550	41	—	49	47	52
560	33	—	41	40	45
570	—	—	—	35	40
580	—	—	—	30	34
590	—	—	—	28	30
600	—	—	—	25	25

Примечания

1 При расчетных температурах ниже 20 °С допускаемые напряжения принимают такими же, как при 20 °С при условии допустимого применения материала при данной температуре.

2 Для промежуточных расчетных температур стенки допускаемое напряжение определяют линейной интерполяцией с округлением результатов до 0,5 МПа в сторону меньшего значения.

3 Допускаемые напряжения, расположенные ниже горизонтальной черты, действительны при ресурсе 10^5 ч.

Для расчетного срока эксплуатации до $2 \cdot 10^5$ ч допускаемое напряжение, расположенное ниже горизонтальной черты, умножают на коэффициент 0,85.

Т а б л и ц а А.3 — Допускаемые напряжения для жаропрочных, жаростойких и коррозионно-стойких сталей аустенитного класса

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, для сталей марок					
	03X21H21M4ГБ	03X18H11	03X17H14M3	08X18H10T, 08X18H12T, 08X17H13M2T, 08X17H15M3T	12X18H10T, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T	10X14Г14Н4Т
20	180	160	153	168	184	167
100	173	133	140	156	174	153
150	171	125	130	148	168	146
200	171	120	120	140	160	137
250	167	115	113	132	154	130
300	149	112	103	123	148	123
350	143	108	101	113	144	118
375	141	107	90	108	140	115
400	140	107	87	103	137	113
410	—	107	83	102	136	112
420	—	107	82	101	135	111
430	—	107	81	100,5	134	110
440	—	107	81	100	133	109
450	—	107	80	99	132	108
460	—	—	—	98	131	—
470	—	—	—	97,5	130	—
480	—	—	—	97	129	—
490	—	—	—	96	128	—
500	—	—	—	95	127	—
510	—	—	—	94	126	—
520	—	—	—	79	125	—
530	—	—	—	79	124	—
540	—	—	—	78	111	—
550	—	—	—	76	111	—
560	—	—	—	73	101	—
570	—	—	—	69	97	—
580	—	—	—	65	90	—
590	—	—	—	61	81	—
600	—	—	—	57	74	—
610	—	—	—	—	68	—
620	—	—	—	—	62	—
630	—	—	—	—	57	—
640	—	—	—	—	52	—
650	—	—	—	—	48	—
660	—	—	—	—	45	—
670	—	—	—	—	42	—
680	—	—	—	—	38	—
690	—	—	—	—	34	—
700	—	—	—	—	30	—

Примечания

1 При расчетных температурах ниже 20 °С допускаемые напряжения принимают такими же, как и при 20 °С, при условии допустимого применения материала при данной температуре.

2 Для промежуточных расчетных температур стенки допускаемое напряжение определяют интерполяцией двух ближайших значений, указанных в таблице, с округлением результатов до 0,5 МПа в сторону меньшего значения.

Окончание таблицы А.3

3 Для поковок из стали марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T допускаемые напряжения, приведенные в настоящей таблице, при температурах до 550 °С умножают на 0,83.

4 Для сортового проката из стали марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T допускаемые напряжения, приведенные в настоящей таблице, при температурах до 550 °С умножают на отношение $\frac{R_{p0,2/20}^*}{240}$

($R_{p0,2/20}^*$ — предел текучести материала сортового проката определен по ГОСТ 5949).

5 Для поковок и сортового проката из стали марки 08X18H10T допускаемые напряжения, приведенные в таблице 4, при температурах до 550 °С умножают на 0,95.

6 Для поковок из стали марки 03X17H14M3 допускаемые напряжения, приведенные в настоящей таблице, умножают на 0,9.

7 Для поковок из стали марки 03X18H11 допускаемые напряжения, приведенные в настоящей таблице, умножают на 0,9; для сортового проката из стали марки 03X18H11 допускаемые напряжения умножают на 0,8.

8 Для труб из стали марки 03X21H21M4ГБ (ЗИ-35) допускаемые напряжения, приведенные в настоящей таблице, умножают на 0,88.

9 Для поковок из стали марки 03X21H21M4ГБ (ЗИ-35) допускаемые напряжения, приведенные в настоящей таблице, умножают на отношение $\frac{R_{p0,2/20}^*}{250}$ ($R_{p0,2/20}^*$ — предел текучести материала поковок, определен по ГОСТ 25054).

10 Допускаемые напряжения, расположенные ниже горизонтальной черты, действительны при ресурсе не более 10^5 ч.

Для расчетного срока эксплуатации до $2 \cdot 10^5$ ч допускаемое напряжение, расположенное ниже горизонтальной черты, умножают на коэффициент 0,9 при температуре < 600 °С и на коэффициент 0,8 при температуре от 600 °С до 700 °С включительно.

Т а б л и ц а А.4 — Допускаемые напряжения для жаропрочных, жаростойких и коррозионно-стойких сталей аустенитного и аустенитно-ферритного класса

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение [σ], МПа, для сталей марок					
	08X18Г8Н2Т (КО-3)	07X13АГ20 (ЧС-46)	02X8Н22С6 (ЭП-794)	15X18Н12С4ТЮ (ЭИ-654)	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т
20	230	233	133	233	147	233
100	206	173	106,5	220	138	200
150	190	153	100	206,5	130	193
200	175	133	90	200	124	188,5
250	160	127	83	186,5	117	166,5
300	144	120	76,5	180	110	160
350	—	113	—	—	107	—
375	—	110	—	—	105	—
400	—	107	—	—	103	—

П р и м е ч а н и я

1 При расчетных температурах ниже 20 °С допускаемые напряжения принимают такими же, как и при 20 °С, при условии допустимого применения материала при данной температуре.

2 Для промежуточных расчетных температур стенки допускаемое напряжение определяют интерполяцией двух ближайших значений, указанных в настоящей таблице, с округлением до 0,5 МПа в сторону меньшего значения.

Т а б л и ц а А.5 — Допускаемые напряжения для алюминия и его сплавов

Расчетная температура, °С	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, для алюминия и его сплавов марок				
	А85М, А8М	АДМ, АД0М, АД1М	АМцСМ	АМr2М, АМr3М	АМr5М, АМr6М
20	16,0	20,0	33,0	47,0	73,0
50	15,0	19,0	31,0	47,0	68,6
100	14,0	17,0	28,0	45,0	61,0
120	13,0	14,0	25,0	44,0	58,0
130	12,0	13,0	24,0	40,0	52,0
140	11,0	12,0	19,0	34,0	46,0
150	11,0	11,0	16,0	31,0	40,0

Примечания
1 Допускаемые напряжения приведены для алюминия и его сплавов в отожженном состоянии.
2 Допускаемые напряжения приведены для толщин листов и плит алюминия марок А85М, А8М не более 30 мм, остальных марок — не более 60 мм.
3 Для промежуточных значений расчетных температур стенки допускаемые напряжения определяют линейной интерполяцией с округлением результатов до 0,1 МПа в сторону меньшего значения.

Т а б л и ц а А.6 — Допускаемые напряжения для меди и ее сплавов

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, для меди и ее сплавов марок					
	М2	М3	М3р	Л63, ЛС59-1	ЛО62-1	ЛЖМц 59-1-1
20	51,0	54,0	54,0	70,0	108,0	136,0
50	49,0	50,0	51,0	67,0	106,0	134,0
100	48,0	45,0	46,6	63,0	100,0	124,0
150	43,0	42,0	42,0	60,0	95,0	120,0
200	38,0	39,0	38,0	57,0	90,0	106,0
210	—	38,0	37,0	55,0	80,0	97,0
220	—	37,0	36,0	52,0	70,0	85,0
230	—	36,0	35,0	42,0	60,0	69,0
240	—	34,0	34,0	34,0	50,0	51,0
250	—	33,0	33,0	33,0	40,0	30,0

Примечания
1 Допускаемые напряжения приведены для меди и ее сплавов в отожженном состоянии.
2 Допускаемые напряжения приведены для толщин листов от 3 до 10 мм.
3 Для промежуточных значений расчетных температур стенки допускаемые напряжения определяют линейной интерполяцией с округлением результатов до 0,1 МПа в сторону меньшего значения.

Т а б л и ц а А.7 — Допускаемое напряжение для титана и его сплавов

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, для титанового листового проката и прокатных труб			
	BT1-0	OT4-0	AT3	BT1-00
20	143	181	226	113
100	126	156	199	96
200	106	129	169	75
250	94	118	162	64
300	85	96	156	55
350	—	94	143	—
400	—	92	—	—

Примечания
1 При расчетных температурах ниже 20 °С допускаемые напряжения принимают такими же, как при 20 °С, при условии допустимости применения материала при данной температуре.
2 Для поковок и прутков допускаемые напряжения, указанные в настоящей таблице, умножаются на 0,8.

Приложение Б
(справочное)

Расчетные механические характеристики материалов

Т а б л и ц а Б.1 — Расчетное значение предела текучести R_e/t для углеродистых и низколегированных сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести R_e , МПа, для сталей марок							
	Ст3		09Г2С, 16ГС		20 и 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	толщина, мм							
	до 20	свыше 20	до 32	свыше 32	до 160			
20	250	210	300	280	220	195	270	280
100	230	201	265,5	240	213	188	240	240
150	224	197	256,5	231	209	183	231	231
200	223	189	247,5	222	204	177	222	222
250	197	180	243	218	198	168	218	218
300	173	162	226,5	201	179	150	201	201
350	167	147	210	185	159	132	185	185
375	164	140	199,5	174	147	123	162	174
400	—	—	183	158	—	—	—	158
410	—	—	—	156	—	—	—	156
420	—	—	—	138	—	—	—	138

Т а б л и ц а Б.2 — Расчетное значение временного сопротивления $R_{m/t}$ для углеродистых и низколегированных сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m , МПа, для сталей марок						
	Ст3		09Г2С, 16ГС		20 и 20К	10	10Г2, 09Г2, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	толщина, мм						
	до 20	свыше 20	до 32	свыше 32	до 160		
20	460	380	470	440	410	340	440
100	435	360	425	385	380	310	385
150	460	390	430	430	425	340	430
200	505	420	439	439	460	382	439
250	510	435	444	444	460	400	444
300	520	440	445	445	460	374	445
350	480	420	441	441	430	360	441
375	450	402	425	425	410	330	425

Т а б л и ц а Б.3 — Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2/t}$ для теплоустойчивых и хромистых сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2}$, МПа, для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	220	220	233	220	400
100	219	219	230	210	352,5
150	218	218	229	207	345
200	217,5	217,5	228	201	337,5
250	217,5	217,5	228	190	330
300	212	212	220	180	315
350	206	206	213	171	300
375	202	202	210	164	270
400	198	198	205	158	255
410	195	195	204	155	240
420	194	194	202	152	225

Т а б л и ц а Б.4 – Расчетное значение временного сопротивления $R_{m/t}$ для теплоустойчивых и хромистых сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m , МПа, для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	450	450	450	400	600
100	440	440	440	380	572
150	434	434	434	355	555
200	430	430	430	330	535
250	440	437	437	320	520
300	454	445	445	318	503
350	437	442	442	314	492
375	427	436	436	312	484
400	415	426	426	310	472
410	413	424	424	306	468
420	410	421	421	300	462

Т а б л и ц а Б.5 — Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2/t}$ для аустенитного и аустенитно-ферритного класса сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2}$, МПа, для сталей марок					
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЭП-794)	15Х18Н12С4ТЮ (ЭИ-654)	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ
20	350	350	200	350	350	220
100	328	260	160	330	300	207
150	314	230	150	310	290	195
200	300	200	135	300	283	186
250	287	190	125	280	250	175
300	274	180	115	270	240	165
350	—	170	—	—	—	160
375	—	165	—	—	—	157,5
400	—	160	—	—	—	155

Т а б л и ц а Б.6 — Расчетное значение временного сопротивления $R_{m/t}$ для аустенитного и аустенитно-ферритного класса сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m , МПа, для сталей марок				
	08Х18Г8Н2Т	07Х13АГ20	02Х8Н22С6	15Х18Н12С4ТЮ	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ
20	600	670	550	700	550
100	535	550	500	640	527,5
150	495	520	480	610	512,5
200	455	490	468	580	500
250	415	485	450	570	490
300	375	480	440	570	482,5
350	—	465	—	—	478
375	—	458	—	—	474
400	—	450	—	—	470

Таблица Б.7 — Расчетное значение предела текучести $R_{p1,0}$ для жаропрочных, жаростойких и коррозионно-стойких сталей аустенитного класса

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p1,0}$, МПа, для сталей марок				
	12X18H10T, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T	08X18H10T, 08X18H12T, 08X17H13M2T, 08X17H15M3T	03X21H21M4ГБ	03X18H11	03X17H14M3
20	276	252	270	240	230
100	261	234	260	200	210
150	252	222	257	187,5	195
200	240	210	257	180	180
250	231	198	250	173	170
300	222	184,5	223	168	155
350	216	169,5	215	162	152
375	210	162	212	160	135
400	205,5	154,5	210	160	130
410	204	153	—	160	125
420	202,5	151,5	—	160	123
430	201	150,75	—	160	122
440	199,5	150	—	160	121
450	198	148,5	—	160	120
460	196,5	147	—	—	—
470	195	146	—	—	—
480	193,5	145,5	—	—	—
490	192	144	—	—	—
500	190,5	142,5	—	—	—
510	189	141	—	—	—
520	187,5	139,5	—	—	—
530	186	138	—	—	—

Примечание — Предел текучести для поковок, сортового проката и труб при 20 °С следует принимать:

- для поковок из стали марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T:

$$\frac{R_{p1,0} \text{ (листа)}}{1,2};$$

- для поковок и сортового проката из стали марки 08X18H10T:

$$\frac{R_{p1,0} \text{ (листа)}}{1,05};$$

- для сортового проката из стали марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T:

$$1,15R_{p0,2} \text{ (сорта)};$$

- для поковок из стали марок 03X17H14M3, 03X18H11:

$$\frac{R_{p1,0} \text{ (листа)}}{1,11};$$

- для сортового проката из стали марки 03X18H11:

$$\frac{R_{p1,0} \text{ (листа)}}{1,25};$$

- для труб из стали марки 03X21H21M4ГБ (ЗИ-35):

$$\frac{R_{p1,0} \text{ (листа)}}{1,14};$$

- для поковок из стали марки 03X21H21M42Б (ЗИ-35):

$$1,08R_{p0,2} \text{ (поковки)},$$

[$R_{p0,2/20}$ — предел текучести материала поковок определен по ГОСТ 25054 (по согласованию)].

Таблица Б.8 — Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2/f}$ для жаропрочных, жаростойких и коррозионно-стойких сталей аустенитного класса

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2}$, МПа, для сталей марок					
	12X18H10T, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T	08X18H10T, 08X18H12T, 08X17H13M2T, 08X17H15M3T	03X21H21M4ГБ	03X18H11	03X17H14M3	10X14Г14Н4Т
20	240	210*	250	200	200	250
100	228	195	240	160	180	230
150	219	180	235	150	165	219
200	210	173	235	140	150	206
250	204	165	232	135	140	195
300	195	150	205	130	126	185
350	190	137	199	127	115	177
375	186	133	195	125	108	173
400	181	129	191	122,5	100	170
410	180	128	—	121,5	98	168,4
420	180	128	—	121	97,5	166,8
430	179	127	—	120,5	97	165,2
440	177	126	—	120	96	163,6
450	176	125	—	120	95	162,0
460	174	125	—	—	—	—
470	173	124	—	—	—	—
480	173	123	—	—	—	—
490	171	122	—	—	—	—
500	170	122	—	—	—	—
510	168	120	—	—	—	—
520	168	119	—	—	—	—
530	167	119	—	—	—	—

* Для сталей 08X17H13M2T, 08X17H15M3T предел текучести при 20 °С равен 200 МПа.

Примечания

1 Для поковок из стали марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T пределы текучести, приведенные в настоящей таблице, умножают на 0,83.

2 Для сортового проката из стали марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T пределы текучести, приведенные в настоящей таблице, умножают на $\frac{R_{p0,2/20}^*}{240}$ ($R_{p0,2/20}^*$ — предел текучести материала сортового проката определен по ГОСТ 5949.)

3 Для поковок и сортового проката из стали марки 08X18H10T пределы текучести, приведенные в таблице 16, умножают на 0,95.

4 Для поковок из стали марки 03X17H14M3 пределы текучести, приведенные в таблице Б.8, умножают на 0,9.

5 Для поковок из стали марки 03X18H11 пределы текучести, приведенные в таблице Б.8, умножают на 0,9; для сортового проката из стали марки 03X18H11 пределы текучести умножают на 0,8.

6 Для труб из стали марки 03X21H21M4ГБ (Зи-35) пределы текучести, приведенные в таблице Б.8, умножают на 0,88.

7 Для поковок из стали марки 03X21H21M4ГБ (Зи-35) пределы текучести, приведенные в таблице 16, умножают на отношение $\frac{R_{p0,2/20}^*}{250}$ [$R_{p0,2/20}^*$ — предел текучести материала поковок определен по ГОСТ 25054 (по согласованию)].

Т а б л и ц а Б.9 — Расчетное значение временного сопротивления $R_{m/t}$ для жаропрочных, жаростойких и коррозионно-стойких сталей аустенитного класса

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m , МПа, для сталей марок						
	03X21H21M4ГБ	08X22H6Т, 08X21H6M2Т	03X17H14M3	03X18H11	08X18H10Т, 08X18H12Т, 08X17H13M2Т, 08X17H15M3Т	12X18H10Т, 12X18H12Т, 10X17H13M2Т, 10X17H13M3Т	10X14Г14H4Т
20	550	600	500	520	520	540	600
100	540	583	474	450	480	500	535
150	535	550	453	433	455	475	498
200	535	515	432	415	430	450	458
250	534	503	412	405	424	443	432
300	520	500	392	397	417	440	424
350	518	—	376	394	408	438	415
375	517	—	368	392	405	437	410
400	516	—	360	390	402	436	405
410	—	—	358	388	400	434	401
420	—	—	356	386	398	432	397
430	—	—	354	384	396	431	393
440	—	—	352	382	394	430	389
450	—	—	350	380	392	428	385
460	—	—	—	—	390	426	—
470	—	—	—	—	388	424	—
480	—	—	—	—	386	422	—
490	—	—	—	—	385	421	—
500	—	—	—	—	383	420	—
510	—	—	—	—	381	418	—
520	—	—	—	—	380	416	—
530	—	—	—	—	374*	412*	—

* Для расчетной температуры стенки 550 °С.

Т а б л и ц а Б.10 — Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2/t}$ для алюминия и его сплавов в отожженном состоянии

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2}$, МПа, для алюминия и его сплавов				
	A85M*, A8M*	AD0M, AD1M, АДМ	AMц, AMцС	AMг2M, AMг3M	AMг5M, AMг6M
20	24,0	30,0	50,0	70,0	110,0
50	23,0	29,0	47,0	70,0	103,0
100	21,0	27,0	43,0	70,0	92,0
150	20,0	25,0	40,0	57,0	87,0

* Для толщин более 30 мм, для остальных материалов — не более 60 мм.

П р и м е ч а н и е — Механические свойства труб из алюминия А85М, листов и плит из алюминия марок А85М, А8М толщиной свыше 30 мм и остальных марок свыше 60 мм должны соответствовать нормативным документам.

Т а б л и ц а Б.11 — Расчетное значение временного сопротивления $R_{m/t}$ для алюминия и его сплавов в отожженном состоянии

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m , МПа, для алюминия и его сплавов				
	A85M*, A8M*	АД0М, АД1М, АДМ	АМц, АМцС	АМг2М, АМг3М	АМг5М, АМг6М
20	60,0	60,0	120,0	170,0	260,0
50	55,0	56,0	115,0	170,0	257,0
100	47,0	50,0	105,0	170,0	252,0
150	39,0	39,0	85,0	154,0	210,0

* Для толщин не более 30 мм, для остальных материалов — не более 60 мм.

П р и м е ч а н и я

1 Механические свойства труб из алюминия А85М, листов и плит из алюминия марок А85М, А8М толщиной свыше 30 мм и остальных марок — свыше 60 мм должны соответствовать нормативным документам.

2 Значение $R_{p0,2}$ и R_m для алюминия и его сплавов в отожженном состоянии.

Т а б л и ц а Б.12 — Расчетное значение предела текучести $R_{p1,0/t}$ для меди и ее сплавов

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p1,0}$, МПа, для меди и ее сплавов*					
	М2	М3	МЗр	Л63, ЛС59-1	ЛО62-1	ЛЖМц59-1-1
20	77,0	81,0	81,0	105,0	163,0	204,0
50	74,0	75,0	77,0	101,0	159,0	201,0
100	72,0	68,0	70,0	95,0	151,0	186,0
150	64,0	63,0	63,0	90,0	143,0	180,0
200	57,0	58,0	57,0	87,0	136,0	159,0
250	52,0	52,0	52,0	83,0	129,0	140,0

* Значение $R_{p1,0}$ для меди и ее сплавов приведены для толщин от 3 до 10 мм в отожженном состоянии.

Т а б л и ц а Б.13 — Расчетное значение временного сопротивления $R_{m/t}$ для меди и ее сплавов

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m , МПа, для меди и ее сплавов*					
	М2	М3	МЗр	Л63, ЛС59-1	ЛО62-1	ЛЖМц59-1-1
20	217,0	218,0	219,0	340,0	409,0	503,0
50	208,0	209,0	209,0	337,0	399,0	481,0
100	192,0	194,0	195,0	326,0	384,0	445,0
150	178,0	180,0	181,0	316,0	369,0	419,0
200	165,0	167,0	167,0	307,0	355,0	370,0
250	153,0	155,0	157,0	272,0	342,0	355,0

* Значение R_m для меди и ее сплавов приведены для толщин от 3 до 10 мм в отожженном состоянии.

Т а б л и ц а Б.14 — Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2/t}$ для титана и его сплавов

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетные значения предела текучести $R_{p0,2}$, МПа, для титана и его сплавов			
	BT1-0	OT4-0	AT3	BT1-00
20	304	392	530	245
100	255	324	466	196
200	206	235	394	147
250	189	196	380	123
300	172	177	367	113
350	—	157	334	—
400	—	147	—	—

Т а б л и ц а Б.15 — Расчетное значение временного сопротивления $R_{m/t}$ для титана и его сплавов

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетные значения временного сопротивления R_m , МПа, для титана и его сплавов			
	BT1-0	OT4-0	AT3	BT1-00
20	373	471	589	294
100	229	407	518	250
200	275	327	439	196
250	245	294	422	167
300	221	250	407	142
350	—	245	372	—
400	—	240	—	—

Приложение В
(справочное)

Расчетные значения модуля продольной упругости

Таблица В.1

Сталь	Модуль продольной упругости $10^{-5} E$, МПа, при температуре, °С													
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Углеродистые и низколегированные стали	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64	1,55	1,40	—	—	—	—	—
Теплоустойчивые и коррозионно-стойкие хромистые стали	2,15	2,15	2,05	1,98	1,95	1,90	1,84	1,78	1,71	1,63	1,54	1,40	—	—
Жаропрочные и жаростойкие аустенитные стали	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,90	1,85	1,80	1,74	1,67	1,60	1,52	1,43	1,32
Алюминий и его сплавы	0,72	0,69	0,67	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Медь	1,24	1,21	1,19	1,17	1,15	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Сплавы на основе меди	1,05	1,02	1,00	0,98	0,97	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Титан	1,15	1,10	1,06	1,01	0,95	0,88	—	—	—	—	—	—	—	—
Сплавы титана	1,10	1,06	1,02	0,96	0,90	0,83	0,76	0,70	—	—	—	—	—	—

Приложение Г
(справочное)

Коэффициенты линейного расширения

Таблица Г.1

Марка материала	Расчетное значение коэффициента линейного расширения $10^6 \alpha^\circ \text{C}^{-1}$ при температуре, °С				
	20—100	20—200	20—300	20—400	20—500
Ст3, 10, 20, 20К, 09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1, 10Г2, 09Г2	11,6	12,6	13,1	13,6	14,1
12ХМ, 12МХ, 15ХМ, 15Х5М, 15Х5М-У	11,9	12,6	13,2	13,7	14,0
08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	9,6	13,8	16,0	16,0	16,5
12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 03Х17Н14М3, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т, 08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 03Х18Н11, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т, 10Х14Г14Н4Т	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0
03Х21Н21М4ГБ	14,9	15,7	16,6	17,3	17,5
06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ	15,3	15,9	16,5	16,9	17,3
08Х18Г8Н2Т	12,3	13,1	14,4	14,4	15,3
07Х13АГ20	16,5	17,5	18,0	18,5	—
02Х8Н22С6	12,3	13,9	14,9	15,7	16,2
20Х23Н18	15,7	—	16,6	17,3	17,5
А8, А85, АД0М, АД1М, АМц, АМг2, АМг3, АМг5, АМг6, АДМ	24,8	24,8	14,4	14,4	15,3
М2, М3, М3р, Л63, ЛС 59-1, ЛО 62-1, ЛЖМц 59-1-1	16,7	17,5	—	—	—
ВТ1-0, ВТ1-00, ОТ4-0, АТ3	8,8	8,9	9,3	—	—

**Приложение Д
(обязательное)**

Коэффициенты прочности сварных и паяных швов

Т а б л и ц а Д.1 — Коэффициенты прочности сварных швов для стальных сосудов и аппаратов

Вид сварного шва и способ сварки	Коэффициент прочности сварных швов для стальных сосудов и аппаратов		Вид сварного шва и способ сварки	Коэффициент прочности сварных швов для стальных сосудов и аппаратов	
	Длина контролируемых швов от общей длины составляет 100 %*	Длина контролируемых швов от общей длины составляет от 10 до 50 %*		Длина контролируемых швов от общей длины составляет 100 %*	Длина контролируемых швов от общей длины составляет от 10 до 50 %*
Стыковой или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой	1,0	0,9	Втавр, с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,8	0,65
Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый вручную	1,0	0,9	Стыковой, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
Стыковой, доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по всей длине шва к основному металлу	0,9	0,8	Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,9	0,65

* Объем контроля определяется техническими требованиями на изготовление.

Т а б л и ц а Д.2 — Коэффициенты прочности сварных швов для сосудов и аппаратов из алюминия и его сплавов

Вид сварного шва и способ сварки	Коэффициент прочности сварного шва
Стыковой двусторонний, односторонний с технологической подкладкой, выполняемые сваркой в защитном газе или плазменной сваркой; угловой с двусторонним сплошным проваром таврового соединения, выполняемый сваркой в защитном газе	0,90
Стыковой односторонний, тавровый с односторонним сплошным проваром, выполняемые сваркой в защитном газе	0,85
Стыковой с двусторонним сплошным проваром, выполняемый ручной дуговой сваркой	0,80
Стыковой односторонний, тавровый, выполняемые всеми способами сварки	0,75

Т а б л и ц а Д.3 — Коэффициенты прочности сварных и паяных швов для сосудов и аппаратов из меди и ее сплавов

Вид сварного шва или паяного соединения и способ сварки	Коэффициент прочности сварного или паяного шва
Стыковой с двусторонним сплошным проваром, стыковой с подваркой корня шва, стыковой односторонний с технологической подкладкой, выполняемые автоматической дуговой сваркой неплавящимся электродом в защитном газе	0,92
Стыковой с двусторонним сплошным проваром, стыковой с подваркой корня шва, стыковой односторонний с технологической подкладкой, выполняемые ручной или полуавтоматической сваркой открытой дугой неплавящимся электродом или автоматической сваркой под флюсом	0,90
Стыковой с двусторонним сплошным проваром, выполняемый ручной дуговой сваркой	0,85
Стыковой односторонний с технологической подкладкой, выполняемый ручной дуговой сваркой	0,80
Паяное внахлестку	0,85

Т а б л и ц а Д.4 — Коэффициент прочности сварных швов для сосудов и аппаратов из титана и его сплавов

Вид сварного шва и способ сварки	Коэффициент φ	
	Длина контролируемых швов от общей длины составляет 100 %*	Длина контролируемых швов от общей длины составляет от 10 % до 50 %*
Стыковой с двухсторонним проваром автоматической сваркой под флюсом, автоматическая или ручная сварка в среде аргона или гелия с двухсторонним сплошным проплавлением	0,95	0,85
Соединение втавр при обеспечении сплошного двухстороннего провара автоматической или ручной сваркой в среде аргона или гелия	0,90	0,80
Соединение в тавр, сплошной провар не обеспечивается	0,80	0,65
Стыковое соединение, доступное к сварке с одной стороны в защитной среде аргона или гелия и обеспечении защиты с обратной стороны	0,70	0,60
* Объем контроля определяется техническими требованиями на изготовление.		

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

ГО2

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, общие требования, допускаемые напряжения

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.2—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Расчет цилиндрических и конических обечаек,
выпуклых и плоских днищ и крышек**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Обозначения	2
4 Общие положения	4
5 Расчет цилиндрических обечаек	5
6 Расчет выпуклых днищ и крышек	13
7 Расчет плоских круглых днищ и крышек	20
8 Расчет конических обечаек	26

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых
и плоских днищ и крышек

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation.
Calculation of cylindric and conic, shells convex and flat bottoms and covers

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность цилиндрических обечаек, конических элементов, выпуклых днищ и плоских крышек сосудов и аппаратов, применяемых в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и смежных отраслях промышленности, работающих в условиях однократных¹⁾ статических нагрузок под внутренним избыточным давлением, вакуумом или наружным давлением, под действием осевых и поперечных усилий и изгибающих моментов. Нормы и методы расчета на прочность применимы, если отклонение от геометрической формы и неточности изготовления рассчитываемых элементов сосудов не превышают допусков, установленных нормативными документами.

Настоящий стандарт применим совместно с ГОСТ Р 52857.1.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52857.1—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования

ГОСТ Р 52857.3—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер

ГОСТ Р 52857.6—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

ГОСТ Р 52857.8—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты с рубашками

П р и м е ч а н и е — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

¹⁾ Нормы и методы расчета применяются также при многократных нагрузках при условии, что количество циклов и размах нагрузок не превышают значений, при которых по ГОСТ Р 52857.6 необходимо проводить расчет на малоцикловую прочность.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

- A_k — площадь поперечного сечения кольца жесткости, мм²;
- A_p — площадь поперечного сечения ребра жесткости, мм²;
- a — ширина кольца жесткости у сферического днища или крышки, мм;
- a_{1p}, a_{2p} — расчетные длины переходных частей обечайек, мм;
- a_1, a_2 — фактические длины переходных частей обечайек, мм;
- $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6, B_7$ — безразмерные коэффициенты;
- b — расстояние между двумя смежными кольцами жесткости, мм;
- $b_i (i = 1, 2, 3, \dots n)$ — длины хорд отверстий в днищах, мм;
- c — сумма прибавок к расчетным толщинам стенок, мм;
- c_1 — прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм;
- c_2 — прибавка для компенсации минусового допуска, мм;
- c_3 — технологическая прибавка, мм;
- D — внутренний диаметр сосуда или аппарата, мм;
- $D_{c.n}$ — средний диаметр прокладки, мм (см);
- D_E — эффективный диаметр конической обечайки при внешнем давлении, мм;
- D_F — эффективный диаметр конической обечайки при осевом сжатии и изгибе, мм;
- D_k — расчетный диаметр гладкой конической обечайки, мм;
- D_p — расчетный диаметр днища (крышки) и конической обечайки, мм;
- D_1 — наружный диаметр сосуда или аппарата, а также диаметр меньшего основания конической обечайки, мм;
- D_2 — наименьший диаметр наружной утоненной части крышки, мм;
- D_3 — диаметр болтовой окружности, мм;
- d — диаметр отверстия в днище или крышке, мм;
- d_6 — диаметр отверстия под болт (шпильку), мм;
- d_o — наружный диаметр центральной втулки, мм;
- $d_i (i = 1, 2, 3, \dots n)$ — диаметр отверстий в днищах, мм;
- E — модуль продольной упругости при расчетной температуре, МПа;
- e — расстояние между центром тяжести поперечного сечения кольца жесткости и срединной поверхностью обечайки, мм;
- e_o — расстояние от центра тяжести поперечного сечения ребра жесткости до его основания, мм;
- e_1 — расстояние от точки пересечения средней линии стенки сферического сегмента с кольцом до горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести кольца, мм;
- e_2 — расстояние от окружности расположения болтов до внутреннего диаметра кольца, мм;
- e_3 — расстояние от окружности расположения болтов до линии действия реакции прокладки, мм;
- e_4 — расстояние от срединной поверхности пластины крышки с ребрами до нейтральной поверхности, мм;
- F — расчетное осевое растягивающее или сжимающее усилие (без учета нагрузки, возникающей от внутреннего избыточного или наружного давления), Н;
- $[F]$ — допускаемое растягивающее или сжимающее усилие, Н;
- $[F]_E$ — допускаемое осевое сжимающее усилие из условия устойчивости в пределах упругости, Н;
- $[F]_n$ — допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности при $\varphi = 1$, Н;
- $[F]_{E1}$ — допускаемое осевое сжимающее усилие, определяемое из условия местной устойчивости в пределах упругости, Н;
- $[F]_{E2}$ — допускаемое осевое сжимающее усилие, определяемое из условия общей устойчивости в пределах упругости, Н;
- H — высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части, мм;
- h_3 — расстояние от нижней поверхности крышки (днища) до нижнего торца втулки, мм;
- H_1 — высота втулки, мм;
- h — высота кольца, мм;
- h_1 — длина цилиндрической части отбортовки днищ, мм;
- h_2 — высота сечения кольца жесткости, измеряемая от срединной поверхности обечайки, мм;
- h_3 — расстояние от нижней поверхности крышки (днища) до нижнего торца втулки, мм;
- I — эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости, мм⁴;

- I_k — момент инерции поперечного сечения кольца жесткости относительно оси, проходящей через центр тяжести поперечного сечения кольца (относительно оси $X—X$), мм⁴;
- I_p — расчетный эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости, мм⁴;
- K — коэффициент конструкции плоских днищ и крышек;
- $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6, K_7$ — безразмерные коэффициенты;
- k — коэффициент жесткости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости;
- K_0 — коэффициент ослабления плоских днищ (крышек) отверстием;
- K_p — поправочный коэффициент;
- K_3 — коэффициент приведения радиуса кривизны эллиптического днища;
- K_c — коэффициент тонкостенности сферических днищ;
- L — расчетная длина цилиндрической обечайки, укрепленной кольцами жесткости, мм;
- l — расчетная длина гладкой обечайки, мм;
- l_E — эффективная длина конической обечайки, мм;
- l_e — эффективная длина стенки обечайки, учитываемая при определении эффективного момента инерции, мм;
- $l_{пр}$ — приведенная длина, мм;
- l_1 — расстояние между двумя кольцами жесткости по осям, проходящим через центр тяжести поперечного сечения колец жесткости, мм;
- l_2 — расстояние между крайними кольцами жесткости и следующими эффективными элементами жесткости, мм;
- l_3 — длина примыкающего элемента, учитываемая при определении расчетной длины l или L , мм;
- M — расчетный изгибающий момент, Н · мм;
- $[M]$ — допускаемый изгибающий момент, Н · мм;
- n — число радиальных ребер;
- $[M]_E$ — допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости в пределах упругости, Н · мм;
- $[M]_п$ — допускаемый изгибающий момент из условия прочности при $\varphi = 1$, Н · мм;
- n_y — коэффициент запаса устойчивости;
- p — расчетное внутреннее избыточное или наружное давление, МПа;
- p_F — эквивалентное давление при нагружении осевым усилием, МПа;
- p_M — эквивалентное давление при нагружении изгибающим моментом, МПа;
- $[p]$ — допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление, МПа;
- $[p]_E$ — допускаемое наружное давление из условия устойчивости в пределах упругости, МПа;
- $[p]_п$ — допускаемое наружное давление из условия прочности при $\varphi = 1$, МПа;
- $[p]_1$ — допускаемое внутреннее избыточное давление или наружное, определяемое из условия прочности или устойчивости всей обечайки (с кольцами жесткости), МПа;
- $[p]_{1E}$ — допускаемое наружное давление из условия устойчивости всей обечайки (с кольцами жесткости) в пределах упругости, МПа;
- $[p]_{1п}$ — допускаемое наружное давление из условия прочности всей обечайки при $\varphi = 1$, МПа;
- $[p]_2$ — допускаемое внутреннее избыточное давление или наружное, определяемое из условия прочности или устойчивости обечайки между двумя соседними кольцами жесткости, МПа;
- $[Q]_E$ — допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости, Н;
- $[Q]_п$ — допускаемое поперечное усилие из условия прочности при $\varphi = 1$, Н;
- Q — расчетное поперечное усилие, Н;
- Q_0 — дополнительное усилие, действующее на центральную часть крышки с ребрами, Н;
- $[Q]$ — допускаемое поперечное усилие, Н;
- R — радиус кривизны в вершине днища по внутренней поверхности, мм;
- R_c — радиус кривизны сферического сегмента по внутренней поверхности, мм;
- r — внутренний радиус отбортовки конической обечайки (днища), мм;
- R_b — болтовая нагрузка, Н;
- R_n — реакция прокладки, Н;
- r_b — радиус выточки, мм;
- r_1 — наружный радиус отбортовки торосферического днища, мм;
- s — исполнительная толщина стенки обечайки, мм;

- s_k — исполнительная толщина стенки конической обечайки, мм;
 s_n — толщина крышки в месте уплотнения, мм;
 s_p — расчетная толщина стенки обечайки или днища, мм;
 $s_{к.р}$ — расчетная толщина стенки конической обечайки, мм;
 $s_{1р}$ — расчетная толщина стенки днища (крышки) или переходной части конической обечайки, мм;
 $s_{2р}$ — расчетная толщина стенки переходной части обечайки, мм;
 s_r — исполнительная толщина стенки тороидального перехода конической обечайки, мм;
 s' — исполнительная толщина стенки пологого конического днища, мм;
 $s_{т.р}$ — расчетная толщина стенки переходной части с тороидальным переходом, мм;
 $s_{1э}, s_{2э}$ — эффективные толщины стенок переходной части обечаек, мм;
 s_1 — исполнительная толщина стенки днища (крышки) или переходной части конической обечайки, мм;
 s_2 — исполнительная толщина стенки переходной части обечайки, мм;
 s_3 — толщина крышки вне уплотнения, мм;
 s_4 — толщина утоненной части днища в месте кольцевой выточки, мм;
 s_5 — исполнительная толщина выступающей выше днища части обечайки, мм;
 t — ширина поперечного сечения кольца жесткости в месте его приварки к обечайке, мм;
 t_b — толщина втулки, мм;
 t_j — несущая ширина кольцевого сварного шва, мм;
 $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$ — половина угла раствора при вершине конической обечайки, град;
 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_6, \beta_7, \beta_8, \beta, \beta_o, \beta_r, \beta_n, \beta_a$ — коэффициенты формы;
 χ — отношение допускаемых напряжений $\frac{[\sigma]}{[\sigma]_1}, \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}, \frac{[\sigma]_5}{[\sigma]_1}, \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_1}$;
 λ — гибкость элемента;
 ψ — угол между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне и вертикальной осью, град;
 $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_{20}$ — допускаемое напряжение при температуре 20 °С, МПа;
 $[\sigma]_k$ — допускаемое напряжение для ребра жесткости при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_1, [\sigma]_2, [\sigma]_5$ — допускаемое напряжение для частей сосуда (цилиндрических, конических, сферических) при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для ребра жесткости, МПа;
 $[\sigma]_b$ — допускаемое напряжение для втулки, МПа;
 Σd_1 — максимальная сумма длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении днища или крышки, мм;
 φ — коэффициенты прочности сварных швов;
 φ_k — коэффициент прочности сварных швов кольца жесткости;
 φ_p — коэффициент прочности продольного сварного шва;
 φ_r — коэффициент прочности кольцевого сварного шва;
 φ_1 — коэффициент снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость из условия местной устойчивости при осевом сжатии;
 φ_2 — коэффициент снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость из условия общей устойчивости при осевом сжатии;
 φ_3 — коэффициент снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость из условия местной устойчивости при изгибе.

4 Общие положения

4.1 Приведенный в настоящем стандарте расчет применим при выполнении требований ГОСТ Р 52857.1.

4.2 В основу расчетных формул, приведенных в настоящем стандарте, при оценке прочности положен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.

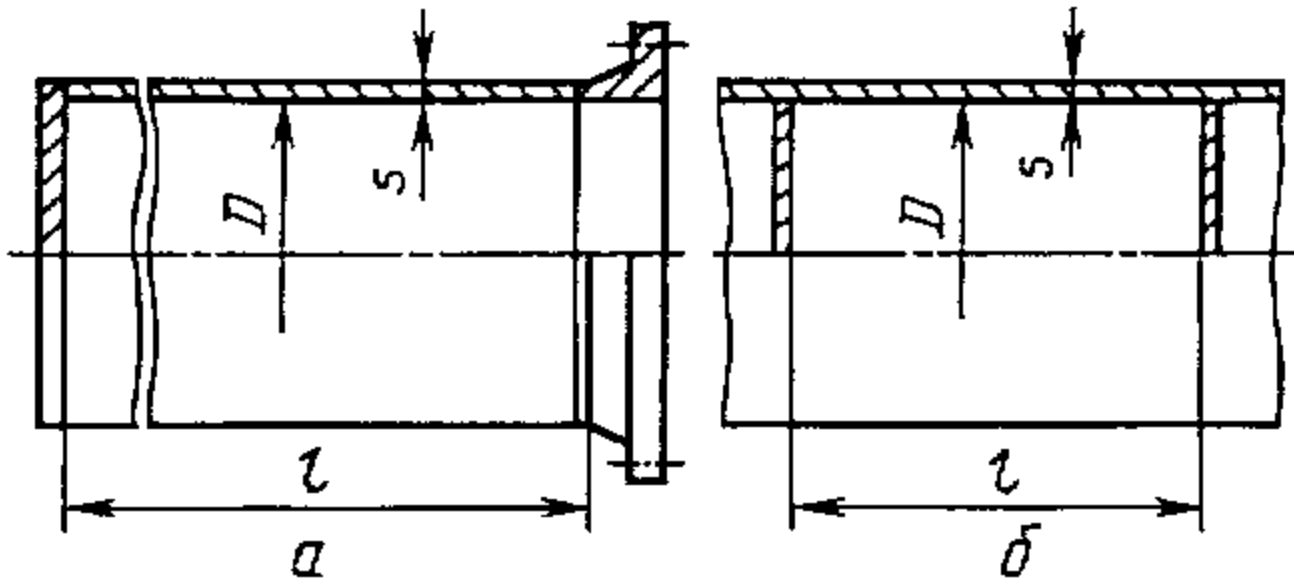
4.3 При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. п.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе линейного суммирования повреждений, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.

4.4 В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проекторочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.

5 Расчет цилиндрических обечайек

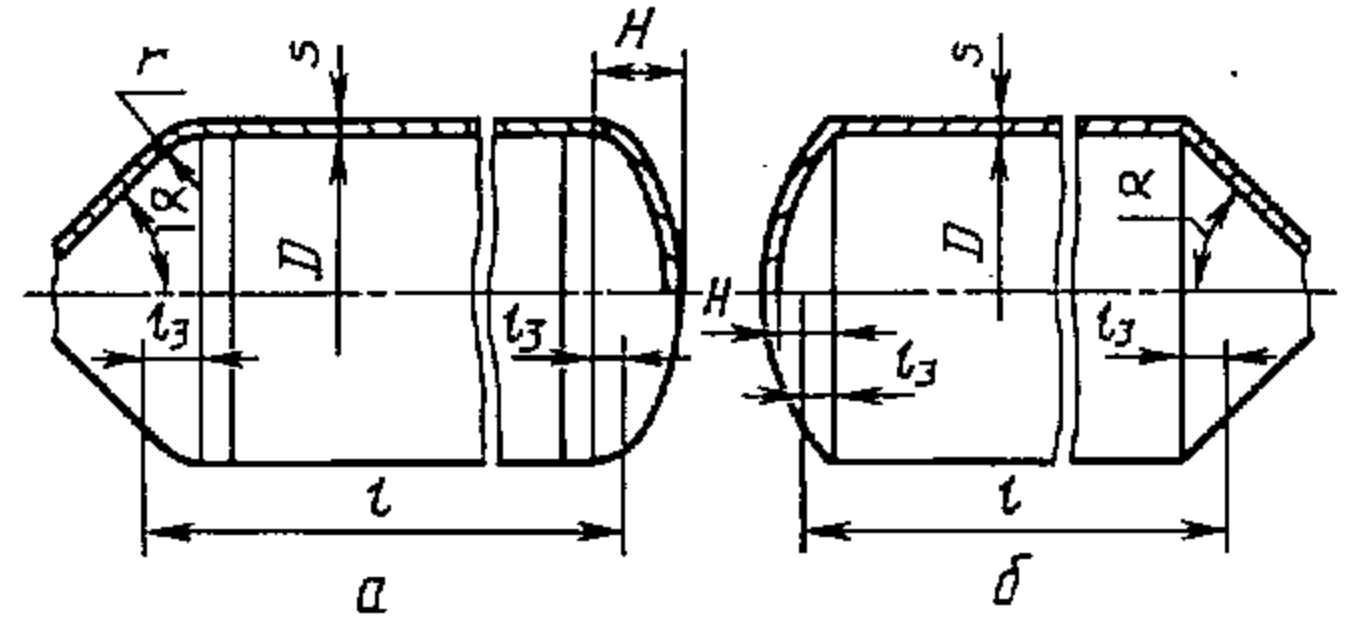
5.1 Расчетные схемы

5.1.1 Расчетные схемы цилиндрических обечайек приведены на рисунках 1—4.



а — обечайка с фланцем или с плоским дном;
б — обечайка с жесткими перегородками

Рисунок 1 — Гладкие цилиндрические обечайки



а — обечайка с отбортованными днищами; б — обечайка с неотбортованными днищами

Рисунок 2 — Гладкие обечайки с выпуклыми или коническими днищами

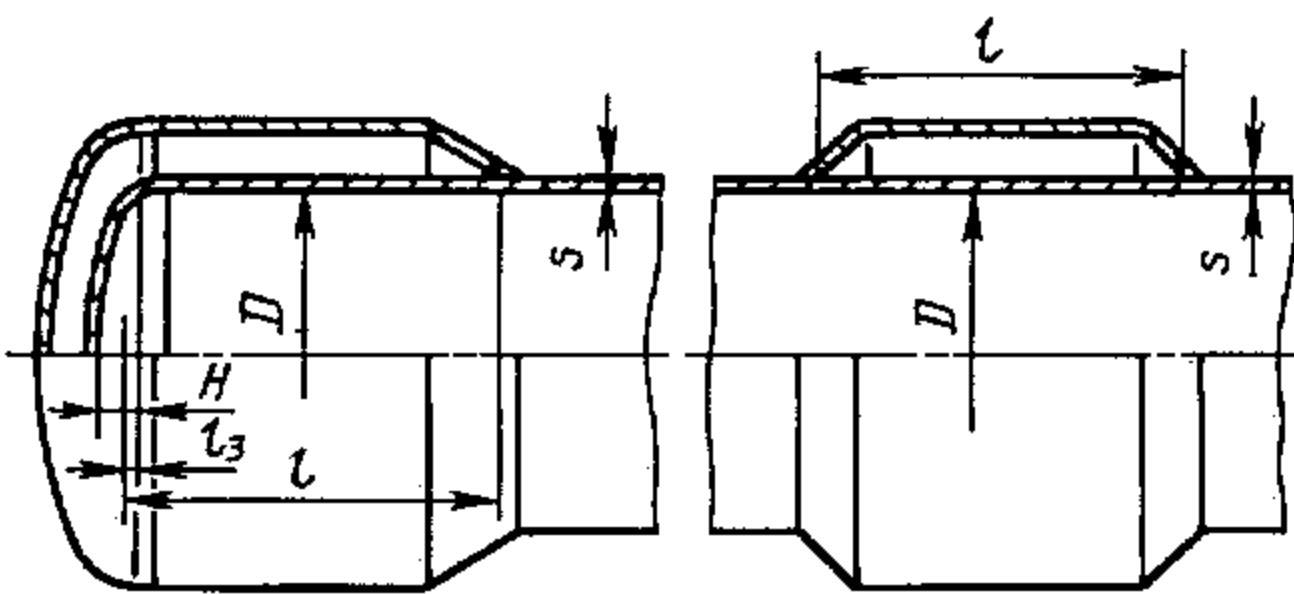


Рисунок 3 — Гладкие обечайки с рубашкой

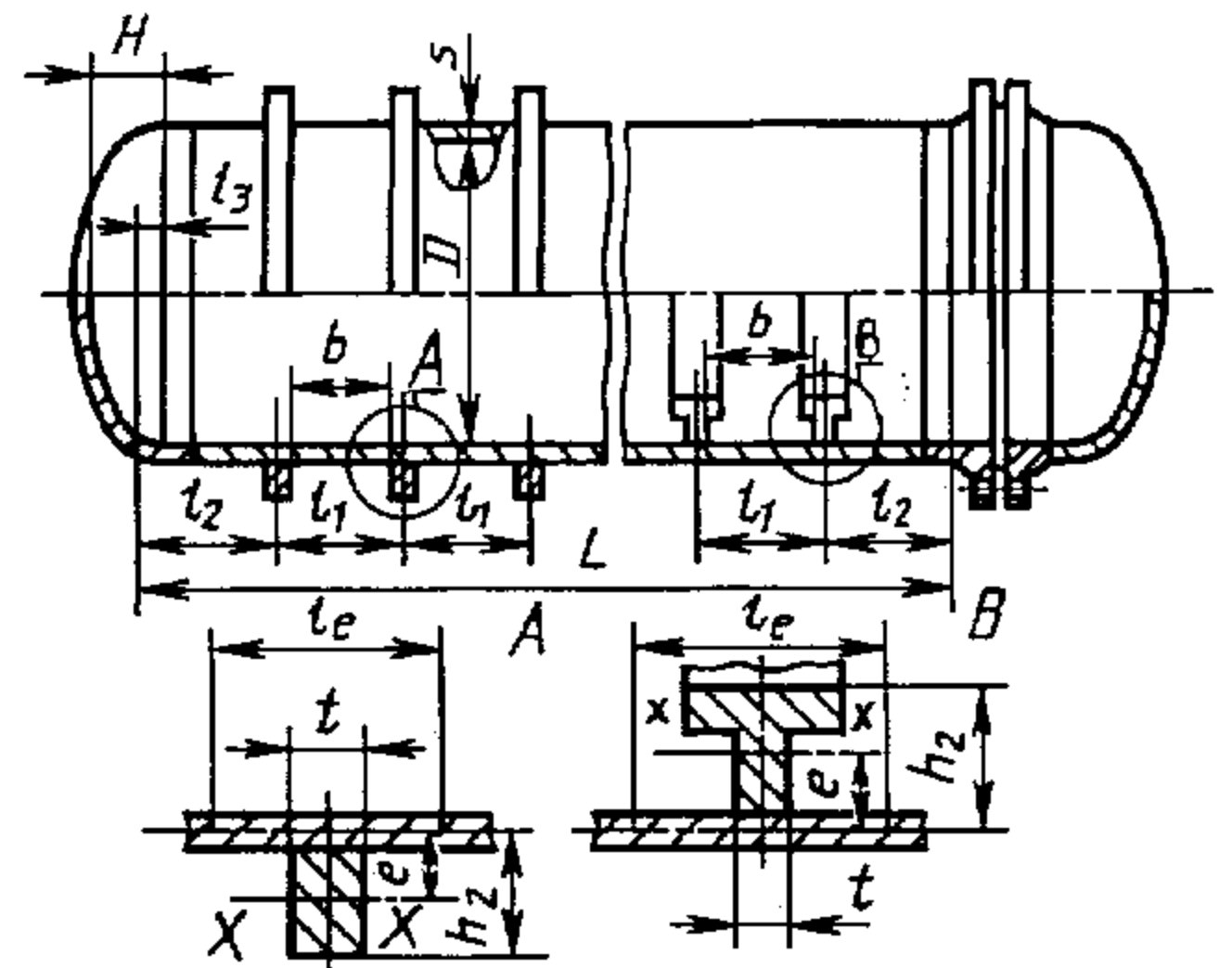


Рисунок 4 — Цилиндрическая обечайка, подкрепленная кольцами жесткости

Примечание — Рисунки 1—4 не определяют конструкцию и приведены только для указания расчетных размеров.

5.2 Условия применения расчетных формул

5.2.1 Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру:

$$\frac{s-c}{D} \leq 0,1 \text{ для обечайек и труб при } D \geq 200 \text{ мм;}$$

$$\frac{s-c}{D} \leq 0,3 \text{ для труб при } D < 200 \text{ мм.}$$

5.2.2 Формулы, приведенные в 5.3.2; 5.3.4—5.3.7 и 5.4.2, следует применять при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых учитывается ползучесть материалов, т. е. при таких температурах, когда допускаемое напряжение определяют только по пределу текучести или времен-

ному сопротивлению (пределу прочности). Если нет точных данных, то формулы допускается применять при условии, что расчетная температура стенки обечайки из углеродистой стали не превышает 380 °С, из низколегированной 420 °С, а из аустенитной 525 °С.

5.2.3 Для обечайек, подкрепленных кольцами жесткости, дополнительно к требованиям 5.2.1 и 5.2.2 следует выполнять следующие ограничения:

- отношение высоты сечения кольца жесткости к диаметру $\frac{h_2}{D} \leq 0,2$;
- расчетные формулы следует применять при условии равномерного расположения колец жесткости;
- в тех случаях, когда кольца жесткости установлены неравномерно, значения b и l_1 необходимо подставлять для того участка, на котором расстояние между двумя соседними кольцами жесткости максимальное;
- если $l_2 > l_1$, то в качестве расчетной длины принимают l_2 .

5.2.4 Расчетные формулы для обечайек, работающих под действием осевого сжимающего усилия, приведенные в 5.3.4, 5.4.3, применимы при следующем условии:

$$\frac{l}{D} \geq 1,0 \text{ или } \frac{b}{D} \geq 1,0.$$

Для обечайек, у которых $\frac{l}{D}$ или $\frac{b}{D} < 1,0$, при отсутствии более точных расчетов, допускается пользоваться формулами (15) и (17).

5.3 Гладкие цилиндрические обечайки

5.3.1 Обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением

5.3.1.1 Толщину стенки вычисляют по формуле

$$s \geq s_p + c, \quad (1)$$

где расчетную толщину стенки вычисляют по формуле

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p}. \quad (2)$$

5.3.1.2 Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)}{D + (s-c)}. \quad (3)$$

5.3.1.3 При изготовлении обечайки из листов разной толщины, соединенных продольными швами, расчет толщины обечайки проводят для каждого листа с учетом имеющихся в них ослаблений.

5.3.2 Обечайки, нагруженные наружным давлением

5.3.2.1 Толщина стенки

Толщину стенки предварительно вычисляют по формулам (4) и (5) с обязательной последующей проверкой по формуле (7)

$$s \geq s_p + c, \quad (4)$$

где расчетную толщину стенки вычисляют по формуле

$$s_p = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} D}{B} \left(\frac{p}{10^{-5} E D} \right)^{0,4}; \frac{1,2 p D}{2[\sigma] - p} \right\}. \quad (5)$$

Коэффициент B вычисляют по формуле (6)

$$B = \max \left\{ 1; 0,47 \left(\frac{p}{10^{-5} E} \right)^{0,067} \left(\frac{l}{D} \right)^{0,4} \right\}. \quad (6)$$

5.3.2.2 Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_n}{[p]_E}\right)^2}}, \quad (7)$$

где допускаемое давление из условия прочности вычисляют по формуле

$$[p]_n = \frac{2[\sigma](s-c)}{D + (s-c)}, \quad (8)$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости вычисляют по формуле

$$[p]_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} E D}{n_y B_1 T} \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (9)$$

где

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{T} \sqrt{\frac{D}{100(s-c)}} \right\}. \quad (10)$$

При определении расчетной длины обечайки l или L длину примыкающего элемента l_3 следует вычислять по формулам

$$l_3 = \frac{H}{3} \text{ — для выпуклых днищ;}$$

$l_3 = \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha}$ — для конических обечаек (днищ) без отбортовки, но не более длины конического элемента;

$l_3 = \max \left(r \sin \alpha; \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha} \right)$ — для конических обечаек (днищ) с отбортовкой, но не более длины конического элемента.

5.3.3 Обечайки, нагруженные осевым растягивающим усилием

5.3.3.1 Толщину стенки вычисляют по формуле

$$s \geq s_p + c, \quad (11)$$

где расчетную толщину стенки вычисляют по формуле

$$s_p = \frac{F}{\pi D [\sigma] \varphi_T}. \quad (12)$$

5.3.3.2 Допускаемое осевое растягивающее усилие вычисляют по формуле

$$[F] = \pi(D + s - c)(s - c)[\sigma] \varphi_T. \quad (13)$$

5.3.4 Обечайки, нагруженные осевым сжимающим усилием

5.3.4.1 Допускаемое осевое сжимающее усилие вычисляют по формуле

$$[F] = \frac{[F]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_n}{[F]_E}\right)^2}}, \quad (14)$$

где допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности вычисляют по формуле

$$[F]_n = \pi(D + s - c)(s - c)[\sigma], \quad (15)$$

а допускаемое осевое сжимающее усилие в пределах упругости из условия устойчивости вычисляют по формуле

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \}. \quad (16)$$

Примечание — В случае если $\frac{l}{D} < 10$, формула (16) принимает вид $[F]_E = [F]_{E1}$.

В формуле (16) допускаемое осевое сжимающее усилие вычисляют из условия местной устойчивости в пределах упругости по формуле

$$[F]_{E1} = \frac{31,0 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (17)$$

а допускаемое осевое сжимающее усилие вычисляют из условия общей устойчивости в пределах упругости по формуле

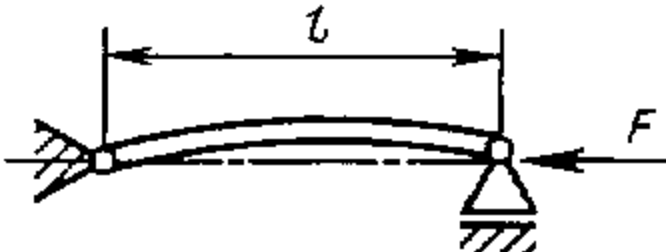
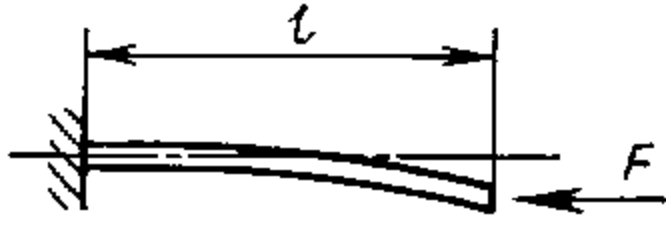
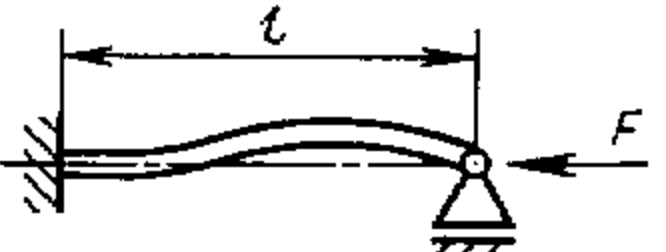
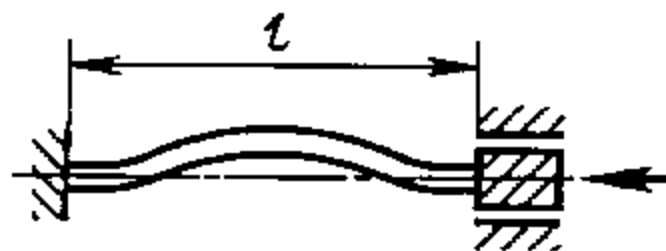
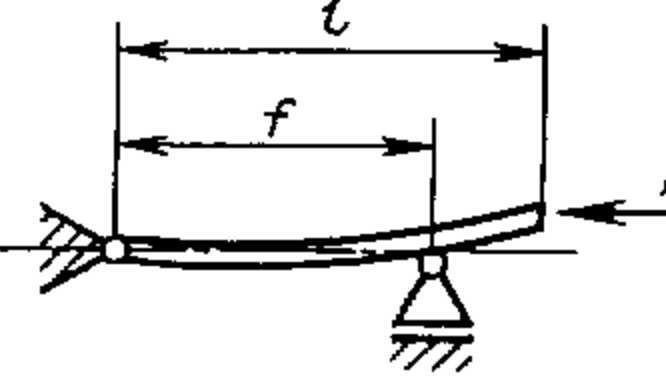
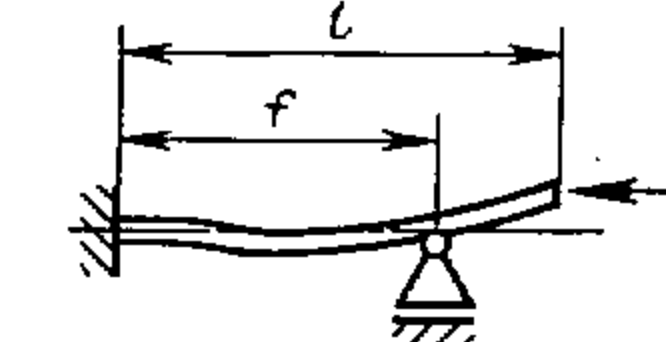
$$[F]_{E2} = \frac{\pi(D+s-c)(s-c) E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2. \quad (18)$$

Гибкость λ вычисляют по формуле

$$\lambda = \frac{2,83 l_{пр}}{D+s-c}. \quad (19)$$

Приведенную расчетную длину $l_{пр}$ принимают по таблице 1. Для схем, не приведенных в таблице 1, $l_{пр}$ определяют с помощью специальных методов расчета.

Т а б л и ц а 1 — Приведенная расчетная длина $l_{пр}$

Расчетная схема	$\frac{f}{l}$	$l_{пр}$
	—	l
	—	$2l$
	—	$0,7l$
	—	$0,5l$
	0	$2,00l$
	0,2	$1,73l$
	0,4	$1,47l$
	0,6	$1,23l$
	0,8	$1,06l$
	1,0	$1,00l$
	0	$2,00l$
	0,2	$1,70l$
	0,4	$1,40l$
	0,6	$1,11l$
	0,8	$0,85l$
	1,0	$0,70l$

5.3.4.2 Для рабочих условий ($n_y = 2,4$) допускаемое сжимающее усилие можно вычислять по формуле

$$[F] = \pi(D + s - c)(s - c)[\sigma] \min \{\varphi_1; \varphi_2\}. \quad (20)$$

Коэффициенты φ_1 и φ_2 следует определять по графикам, приведенным на рисунках 5 и 6.

5.3.5 Обечайки, нагруженные изгибающим моментом

5.3.5.1 Допускаемый изгибающий момент вычисляют по формуле

$$[M] = \frac{[M]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_n}{[M]_E}\right)^2}}, \quad (21)$$

где допускаемый изгибающий момент из условия прочности вычисляют по формуле

$$[M]_n = \frac{\pi}{4} D(D + s - c)(s - c)[\sigma] = \frac{D}{4} [F]_n, \quad (22)$$

а допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости в пределах упругости вычисляют по формуле

$$[M]_E = \frac{8,9 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5} = \frac{D}{3,5} [F]_{E1}. \quad (23)$$

5.3.5.2 Для рабочих условий ($n_y = 2,4$) допускаемый изгибающий момент можно вычислять по формуле

$$[M] = \frac{\pi}{4} D(D + s - c)(s - c)[\sigma]\varphi_3. \quad (24)$$

Коэффициент φ_3 следует определять по графику, приведенному на рисунке 7.

5.3.6 Обечайки, нагруженные поперечными усилиями

Допускаемое поперечное усилие вычисляют по формуле

$$[Q] = \frac{[Q]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_n}{[Q]_E}\right)^2}}, \quad (25)$$

где допускаемое поперечное усилие из условия прочности вычисляют по формуле

$$[Q]_n = 0,25 [\sigma] \pi D (s - c), \quad (26)$$

а допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости вычисляют по формуле

$$[Q]_E = \frac{2,4 E (s - c)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(s - c)}{l^2} \right]. \quad (27)$$

5.3.7 Обечайки, работающие под совместным действием наружного давления, осевого сжимающего усилия, изгибающего момента и поперечного усилия

Обечайки, работающие под совместным действием нагрузки, проверяют на устойчивость по формуле

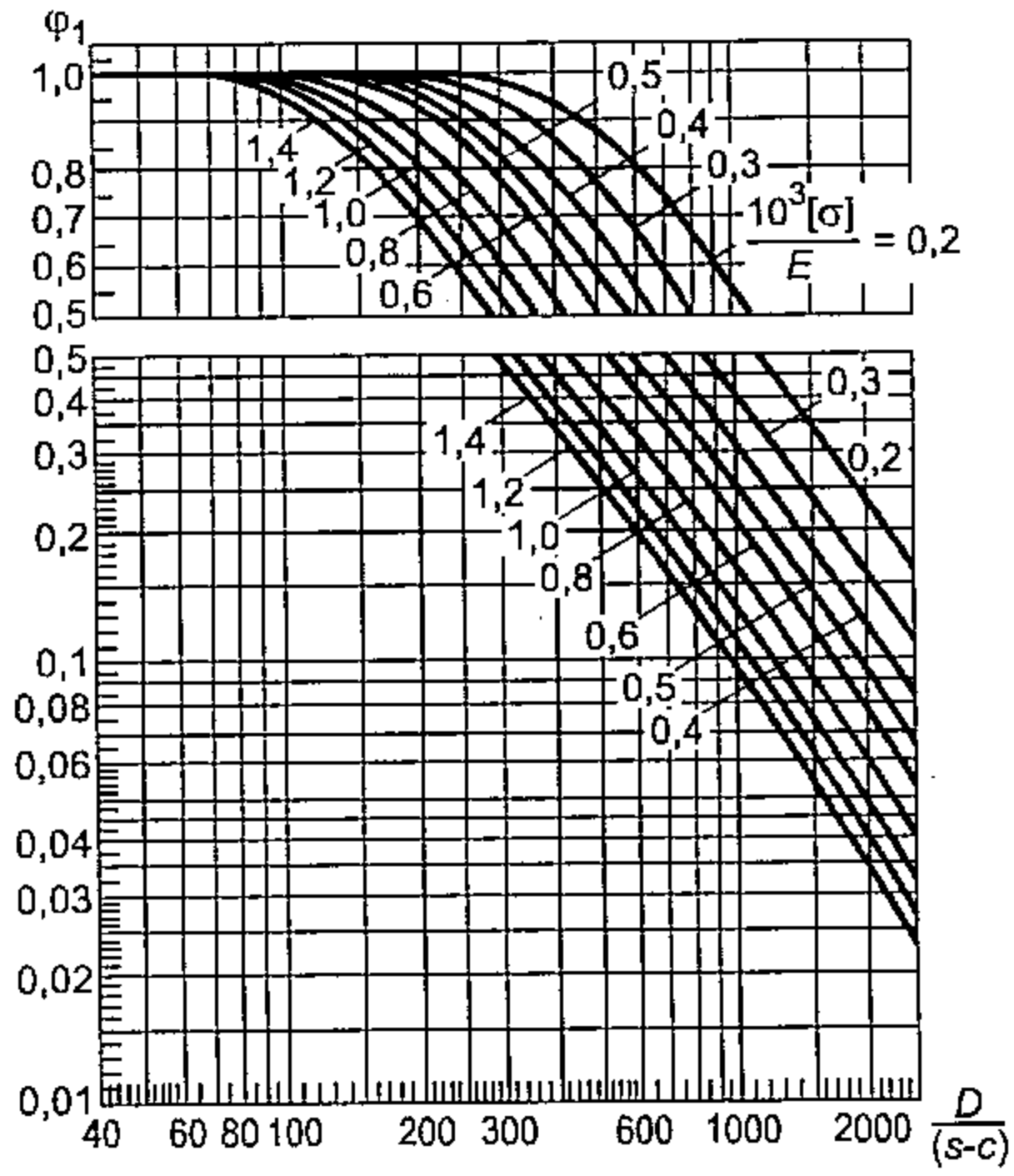
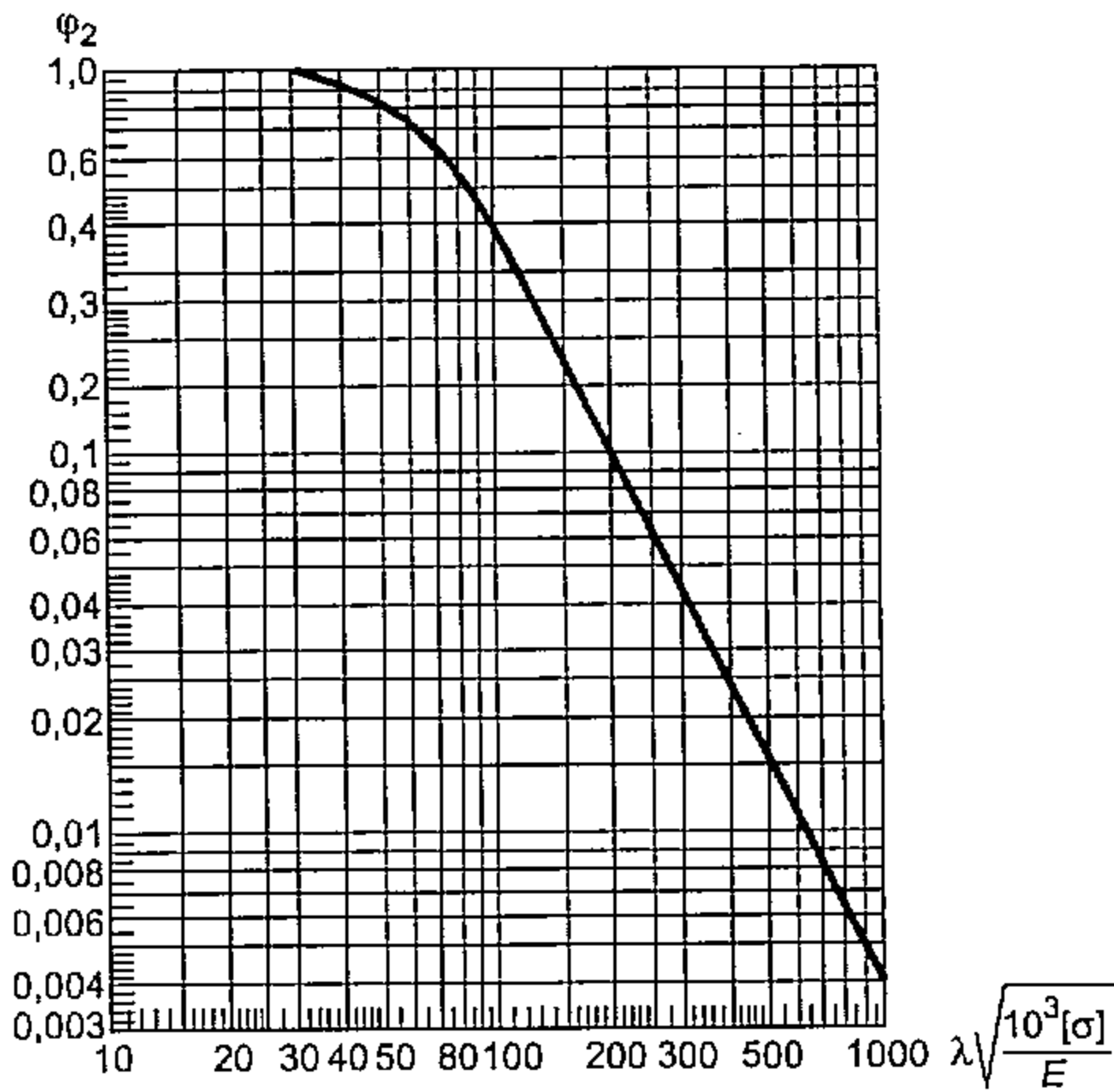
$$\frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1,0, \quad (28)$$

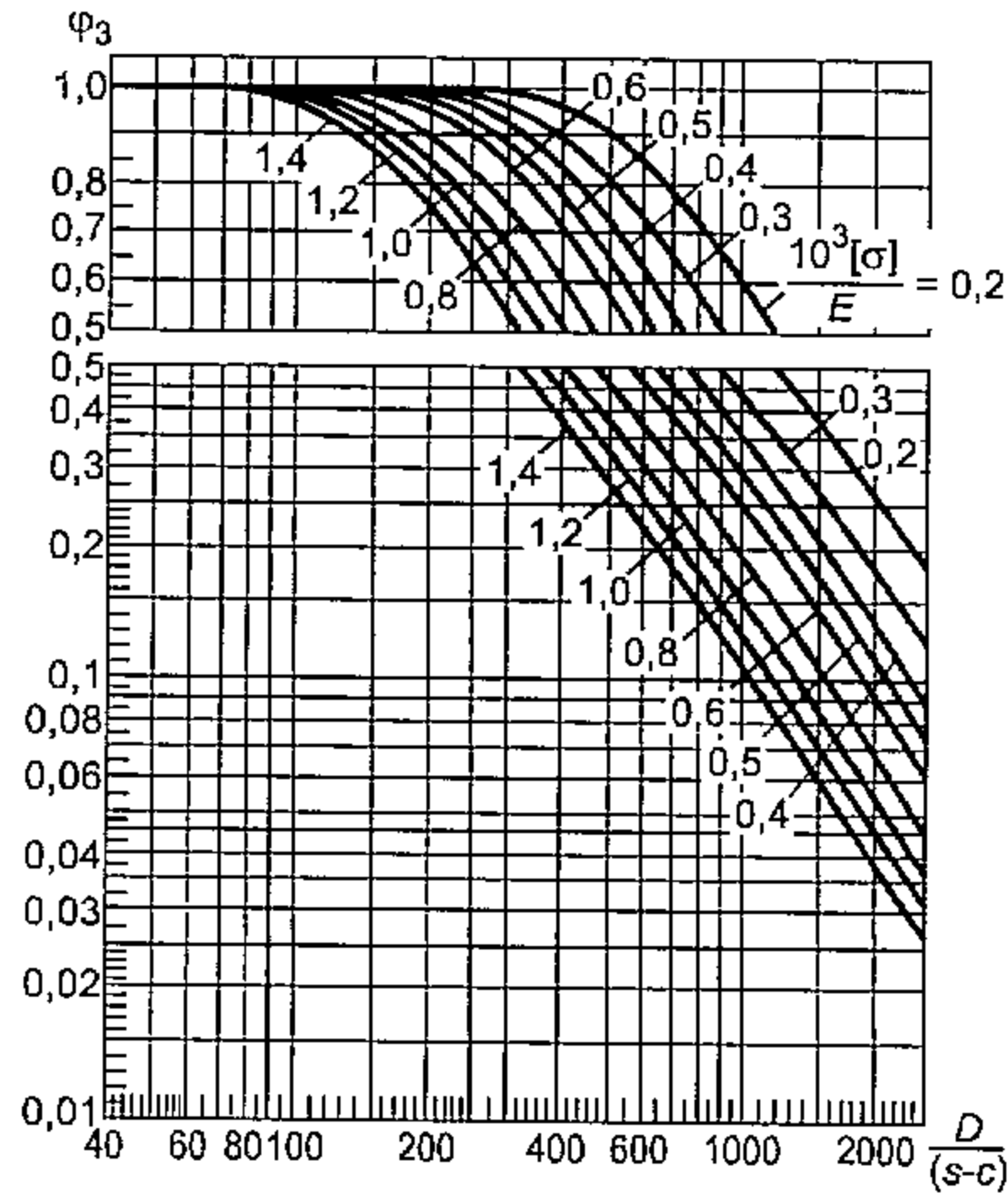
где $[p]$ — допускаемое наружное давление по формуле (7);

$[F]$ — допускаемое осевое сжимающее усилие по формуле (14);

$[M]$ — допускаемый изгибающий момент по формуле (21);

$[Q]$ — допускаемое поперечное усилие по формуле (25).

Рисунок 5 — График для определения коэффициента φ_1 Рисунок 6 — График для определения коэффициента φ_2

Рисунок 7 — График для определения коэффициента φ_3

5.4 Цилиндрические обечайки, подкрепленные кольцами жесткости

5.4.1 Обечайки с кольцами жесткости, нагруженные внутренним избыточным давлением

5.4.1.1 Определение размеров колец жесткости при внутреннем давлении

Для заданных расчетного давления p и толщины стенки s коэффициент K_4 следует вычислять по формуле

$$K_4 = \frac{p(D+s-c)}{2\varphi[\sigma](s-c)} - 1. \quad (29)$$

Если $K_4 \leq 0$, то укрепление кольцами жесткости не требуется. В диапазоне $0 < K_4 < 2\frac{\varphi_T}{\varphi_P} - 1$ расстояние между двумя кольцами жесткости вычисляют по формуле

$$b \leq \sqrt{D(s-c) \left[\frac{2}{K_4} - \frac{\varphi_P}{\varphi_T} \left(1 + \frac{1}{K_4} \right) \right]}, \quad (30)$$

площадь поперечного сечения кольца жесткости вычисляют по формуле

$$A_k \geq l_1(s-c) \frac{[\sigma]\varphi_P}{[\sigma]_k\varphi_k} K_4. \quad (31)$$

Если $K_4 \geq 2\frac{\varphi_T}{\varphi_P} - 1$, то толщину стенки необходимо увеличивать до такого размера, чтобы выполнялось следующее условие:

$$0 < K_4 < 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_P} - 1.$$

Примечание — При определении площади поперечного сечения кольца жесткости A_k следует учитывать прибавку c_1 для компенсации коррозии.

5.4.1.2 Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют из условия

$$[p] = \min \{ [p]_1; [p]_2 \}. \quad (32)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности всей обечайки, вычисляют по формуле

$$[p]_1 = \frac{2[\sigma]\varphi_P(s-c) + 2\frac{A_k}{I_1}[\sigma]_k\varphi_k}{D + (s-c)}. \quad (33)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности обечайки между двумя соседними кольцами жесткости, вычисляют по формуле

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi_T(s-c)}{D + (s-c)} \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\varphi_T\lambda_n^2}{\varphi_P}}, \quad (34)$$

где $\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D(s-c)}$.

5.4.2 Обечайки с кольцами жесткости, нагруженные наружным давлением

5.4.2.1 Расчетные параметры подкрепленной обечайки

Эффективную длину стенки обечайки, учитываемую при определении эффективного момента инерции, определяют из условия

$$l_e = \min \{ l_1; t + 1,1 \sqrt{D(s-c)} \}. \quad (35)$$

Эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости вычисляют по формуле

$$I = I_k + \frac{I_1(s-c)^3}{10,9} + e^2 \frac{A_k l_e (s-c)}{A_k + l_e (s-c)}, \quad (36)$$

коэффициент жесткости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости, вычисляют по формуле

$$k = \sqrt{\frac{10,9 I}{I_1(s-c)^3}}. \quad (37)$$

Примечание — При определении момента инерции кольца жесткости следует учитывать прибавку c_1 для компенсации коррозии.

5.4.2.2 Допускаемое наружное давление определяют из условия

$$[p] = \min \{ [p]_1; [p]_2 \}. \quad (38)$$

5.4.2.2.1 Допускаемое наружное давление, определяемое исходя из условий устойчивости всей обечайки, вычисляют по формуле

$$[p]_1 = \frac{[p]_{1n}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_{1n}}{[p]_{1E}} \right)^2}}. \quad (39)$$

Допускаемое наружное давление $[p]_{1п}$ должно соответствовать величине $[p]_1$, определенной по формуле (33) при значениях коэффициентов $\varphi_p = 1,0$ и $\varphi_k = 1,0$.

Допускаемое наружное давление $[p]_{1E}$ из условий устойчивости в пределах упругости следует рассчитывать по формуле

$$[p]_{1E} = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} E D}{kB_2 n_y L} \left[\frac{100k(s-c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (40)$$

где

$$B_2 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{D}{100k(s-c)}} \right\}. \quad (41)$$

Допускаемое наружное давление $[p]_2$, определяемое исходя из условий устойчивости обечайки между кольцами жесткости при значении длины $l = \max \left\{ b; l_2 - \frac{l}{2} \right\}$, должно соответствовать давлению $[p]$ (см. 5.3.2.2). Вместо $[p]_п$, определенного по формуле (8), допускается принимать $[p]_2$ по формуле (34) при значении коэффициента $\varphi_T = 1,0$.

5.4.3 Обечайки с кольцами жесткости, нагруженные осевым растягивающим или сжимающим усилием, изгибающим моментом или поперечным усилием

Допускаемые нагрузки следует рассчитывать по расчетным формулам (13), (14), (21), (25) при $l = b$. При определении приведенной расчетной длины $l_{пр}$ по таблице 1 вместо l следует принимать общую длину L .

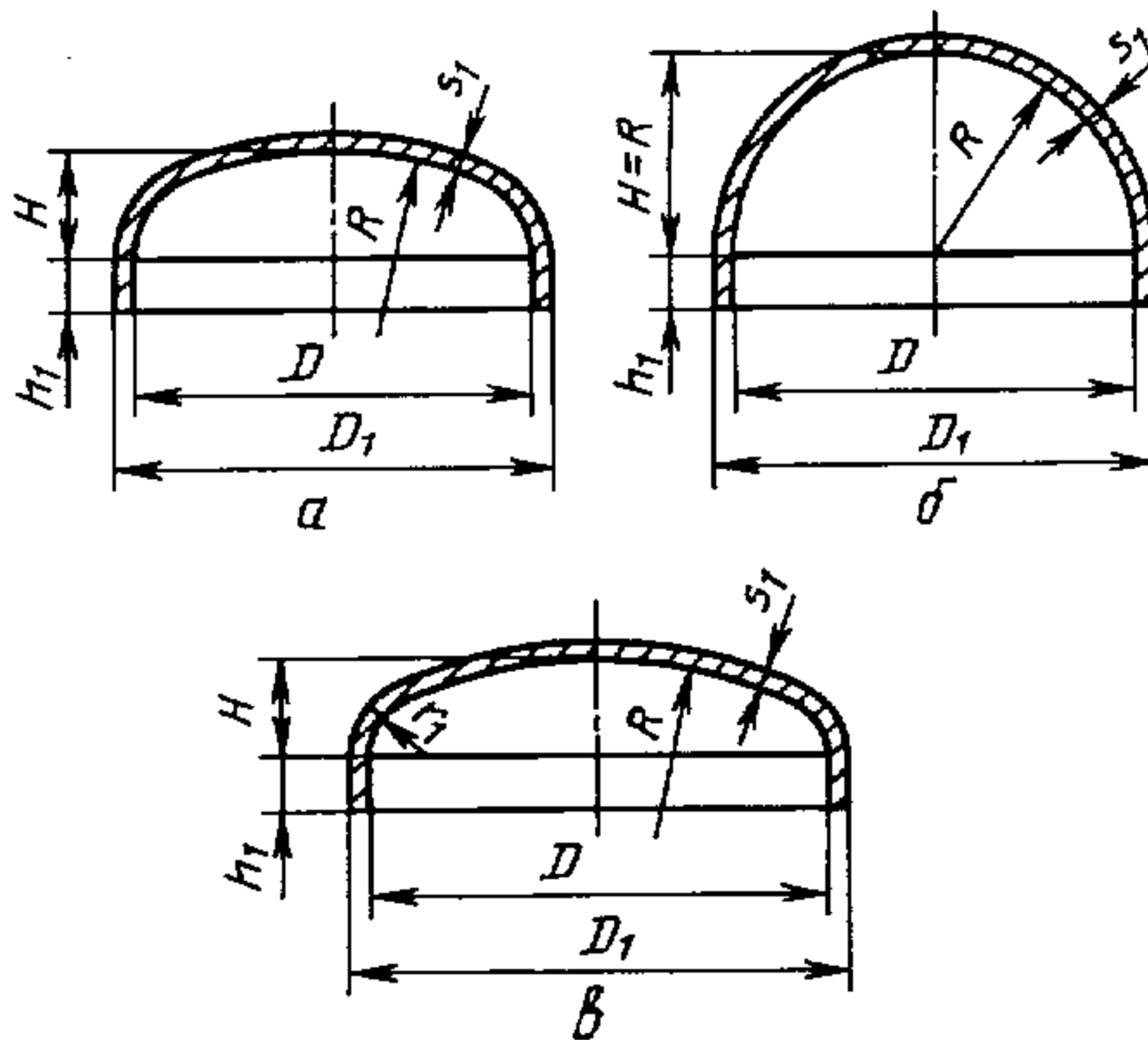
5.4.4 Обечайки с кольцами жесткости, нагруженные совместно действующими нагрузками

Расчет следует проводить аналогично расчету по 5.3.7, при этом допускаемое наружное давление следует определять по 5.4.2.2.

6 Расчет выпуклых днищ и крышек

6.1 Расчетные схемы

6.1.1 На рисунке 8 приведены расчетные схемы эллиптических, полусферических и торосферических днищ.



а — эллиптическое днище; б — полусферическое днище; в — торосферическое днище

Примечание — Рисунок не определяет конструкцию днищ и приведен только для указания необходимых расчетных размеров.

Рисунок 8 — Выпуклые днища

На рисунках 12—17 приведены расчетные схемы сферических днищ и крышек.

6.2 Условия применения расчетных формул

6.2.1 Формулы применимы при выполнении условий:

- для эллиптических днищ

$$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,100,$$

$$0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5;$$

- для торосферических днищ

$$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,100.$$

Для торосферических днищ в зависимости от соотношения параметров R , D_1 , r_1 приняты следующие типы днищ:

- тип А $R \approx D_1$, $r_1 \geq 0,095 D_1$;
- тип В $R \approx 0,9 D_1$, $r_1 \geq 0,170 D_1$;
- тип С $R \approx 0,8 D_1$, $r_1 \geq 0,150 D_1$.

Для сферических неотбортованных днищ и крышек формулы следует применять при $(s_1 - c) / R \leq 0,1$ и $0,85 D \leq R \leq D$.

Для неотбортованных днищ (см. рисунки 12—15), нагруженных внутренним избыточным давлением, расчетные формулы следует применять при дополнительном условии $(s_1 - c) / R \geq 0,002$.

Формулы для неотбортованных днищ и крышек применяют при условии выполнения угловых швов с двусторонним сплошным проваром.

Формулы не учитывают нагружение колец дополнительными нагрузками, например опорными элементами.

6.2.2 Формулы, приведенные в 6.3.2 и 6.4.2, применимы при условии, если расчетные температуры не превышают значений, при которых учитывается ползучесть материалов, т. е. при таких температурах, когда допускаемое напряжение определяют только по пределу текучести или временному сопротивлению (пределу прочности).

Если нет точных данных, то допускается формулы применять при условии, что расчетная температура стенки днища из углеродистой стали не превышает 380°C , из низколегированной не превышает 420°C , а из аустенитной не превышает 525°C .

6.3 Эллиптические и полусферические днища

6.3.1 Эллиптические и полусферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

6.3.1.1 Толщину стенки вычисляют по формуле

$$s_1 \geq s_{1p} + c, \quad (42)$$

где

$$s_{1p} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0,5p}. \quad (43)$$

6.3.1.2 Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{R + 0,5(s_1 - c)}. \quad (44)$$

6.3.1.3 Радиус кривизны в вершине днища равен:

$$R = \frac{D^2}{4H}, \quad (45)$$

где $R = D$ — для эллиптических днищ с H , равным $0,25 D$;

$R = 0,5 D$ — для полусферических днищ с H , равным $0,5 D$.

6.3.1.4 Если длина цилиндрической отбортованной части днища $h_1 > 0,8 \sqrt{D(s_1 - c)}$ для эллиптического днища или $h_1 > 0,3 \sqrt{D(s_1 - c)}$ для полусферического днища, то толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки, рассчитанной в соответствии с 5.3.1 при $\varphi_p = 1$.

6.3.1.5. Для днищ, изготовленных из одной заготовки, коэффициент $\varphi = 1$.

6.3.2 Эллиптические и полусферические днища, нагруженные наружным давлением

6.3.2.1 Толщину стенки предварительно вычисляют по формулам (46), (47) с обязательной последующей проверкой по формуле (48)

$$s_1 \geq s_{1p} + c, \tag{46}$$

где
$$s_{1p} = \max \left\{ \frac{K_3 R}{161} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-5} E}}; \frac{1,2 p R}{2[\sigma]} \right\}. \tag{47}$$

Для предварительного расчета K_3 принимают равным 0,9 для эллиптических днищ и 1,0 — для полусферических днищ.

6.3.2.2 Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_n}{[p]_E}\right)^2}}, \tag{48}$$

где допускаемое давление из условия прочности

$$[p]_n = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0,5(s_1 - c)}, \tag{49}$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} E}{n_y} \left[\frac{100(s_1 - c)}{K_3 R} \right]^2. \tag{50}$$

6.3.2.3 Коэффициент K_3 определяют по графику, приведенному на рисунке 9, или по формуле (51) в зависимости от отношений $D/s_1 - c$ и H/D :

$$K_3 = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3,0 + 10x)x}; \tag{51}$$

где
$$x = 10 \frac{s_1 - c}{D} \left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right). \tag{52}$$

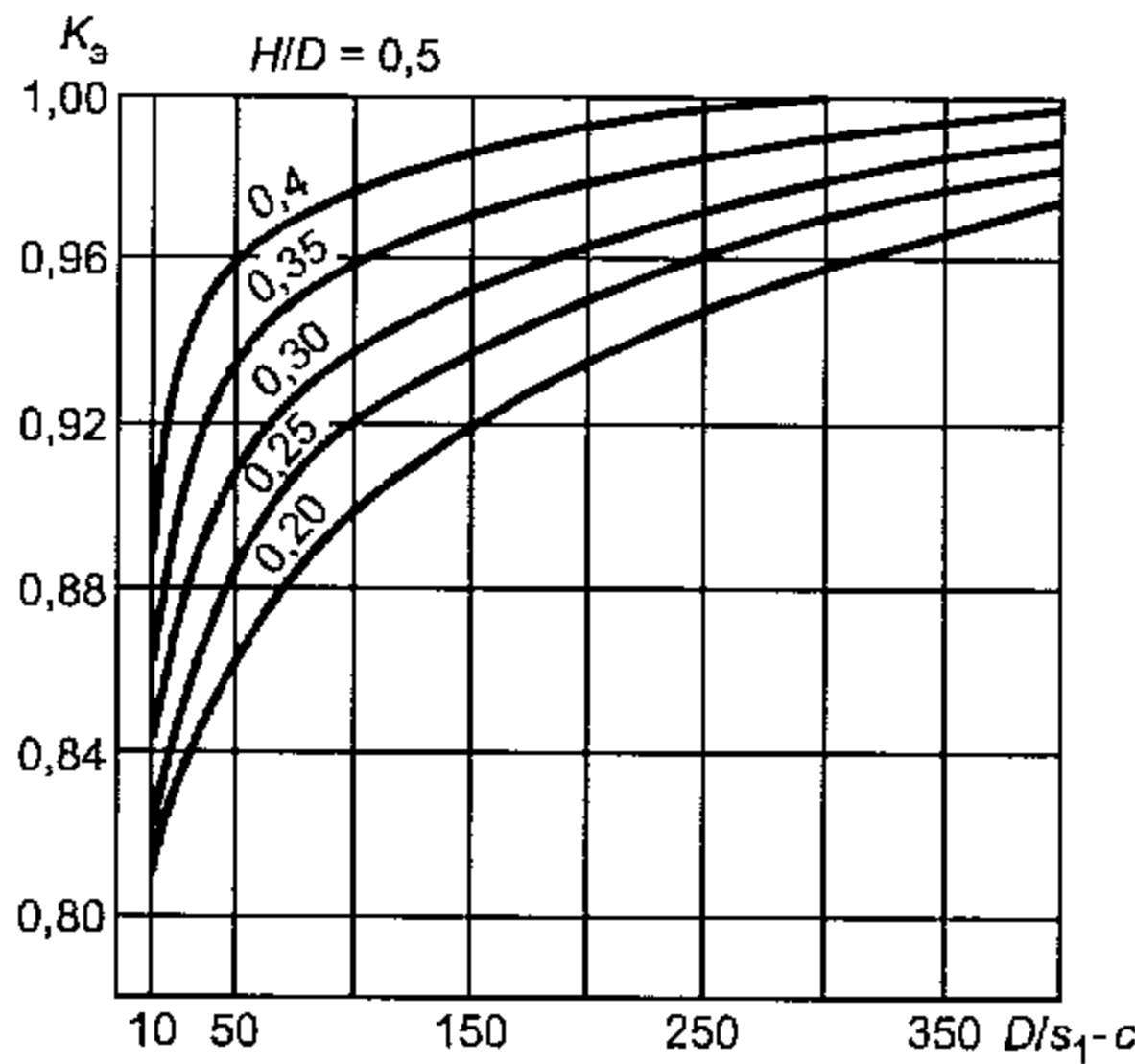


Рисунок 9 — График для определения коэффициента K_3

6.4 Торосферические днища

6.4.1 Торосферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

6.4.1.1 Толщину стенки в краевой зоне вычисляют по формуле

$$s_1 \geq s_{1p} + c, \quad (53)$$

где

$$s_{1p} = \frac{pD_1\beta_1}{2\varphi[\sigma]}. \quad (54)$$

Для сварных днищ следует дополнительно проверить толщину стенки в центральной зоне по формуле

$$s_1 \geq s_{1p} + c, \quad (55)$$

где

$$s_{1p} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0,5p}. \quad (56)$$

За расчетное значение принимают большее из значений, полученных по формулам (53) и (55).

6.4.1.2 Допускаемое избыточное давление из условия прочности краевой зоны вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{D_1\beta_2}. \quad (57)$$

Для сварных днищ необходимо дополнительно проверить допускаемое избыточное давление из условия прочности центральной зоны по формуле

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{R + 0,5(s_1 - c)}. \quad (58)$$

За допускаемое давление принимается меньшее из давлений, определяемых по формулам (57), (58).

6.4.1.3 Коэффициент β_1 определяют по графику, приведенному на рисунке 10, а β_2 — по графику, приведенному на рисунке 11, или вычисляют по формулам:

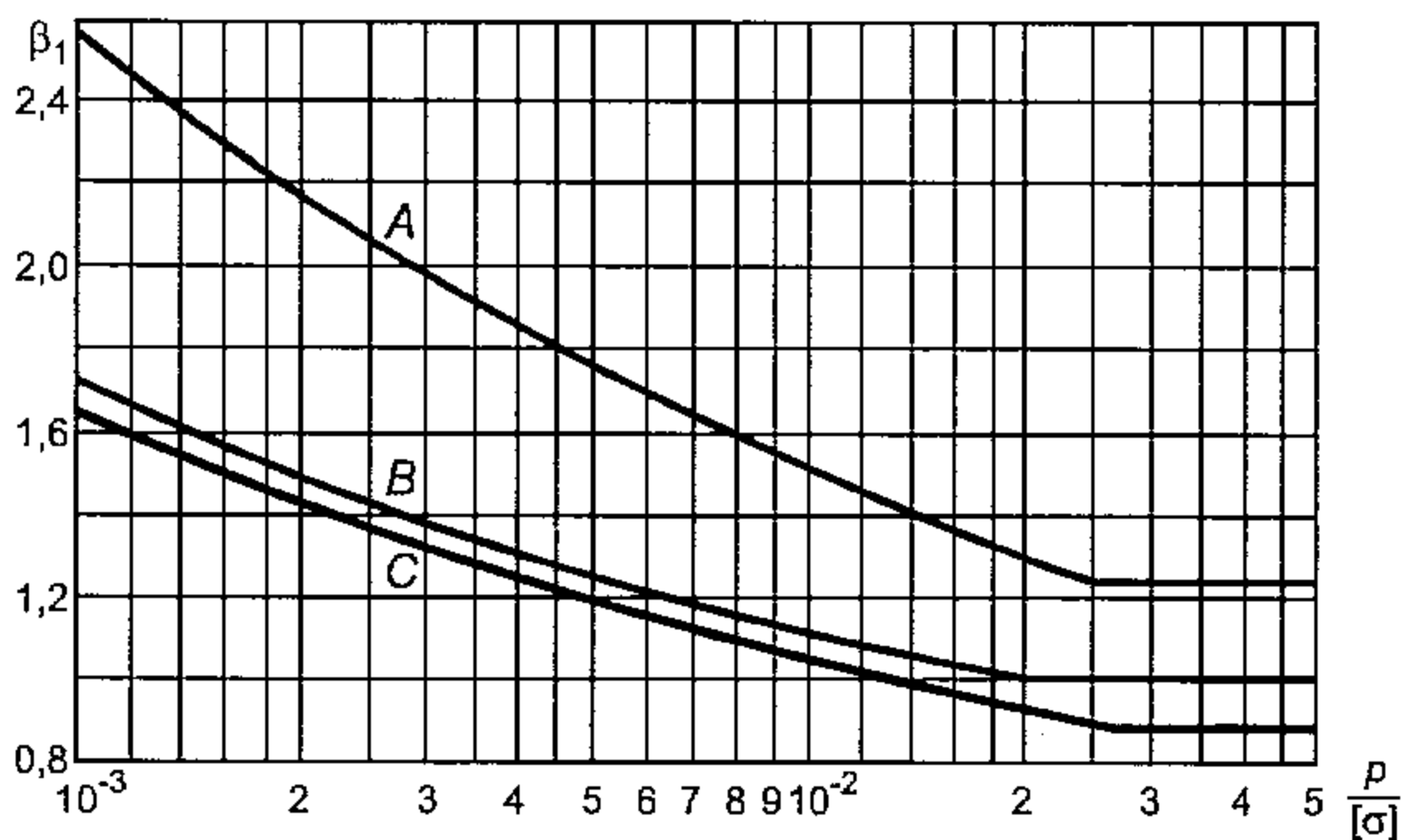
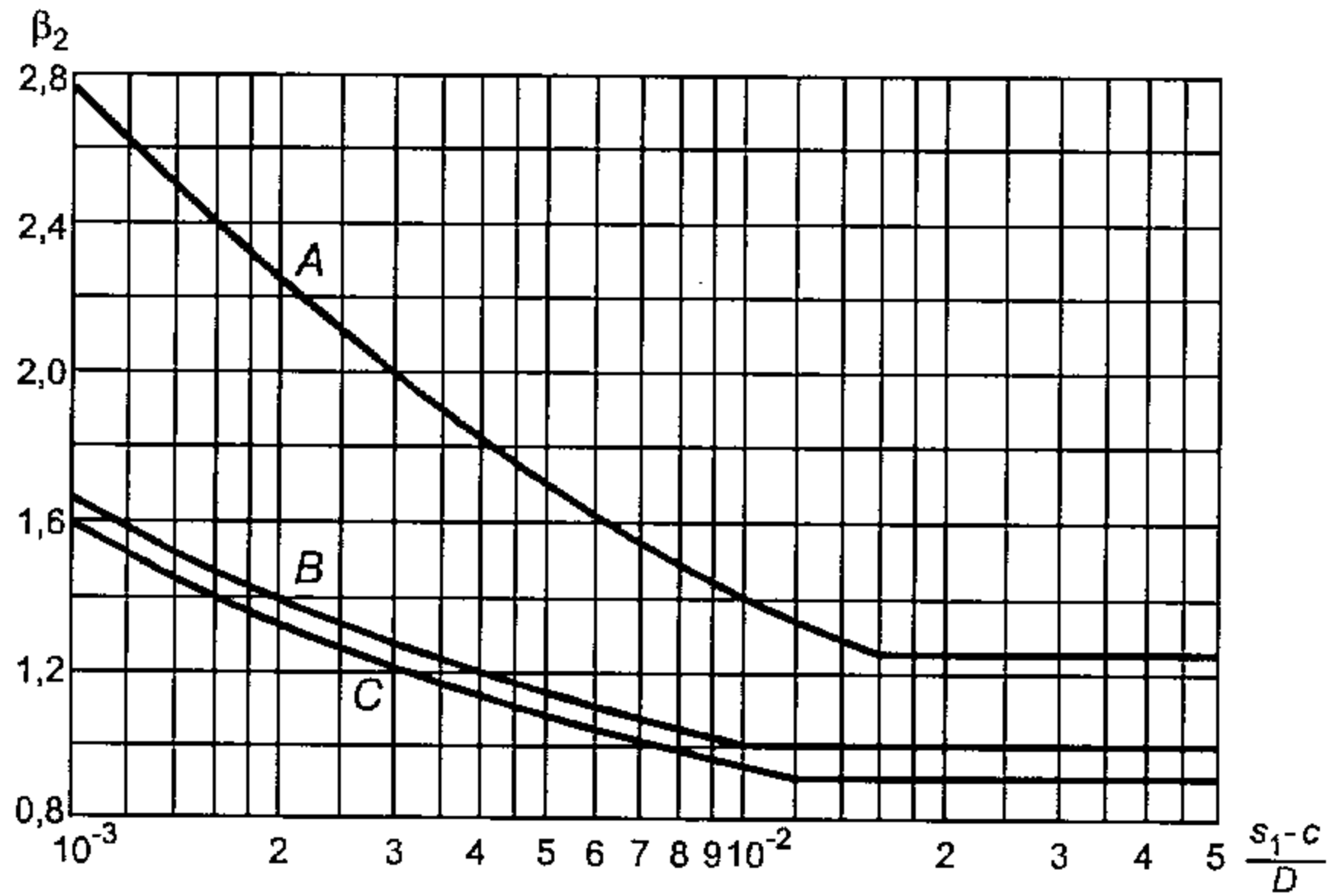


Рисунок 10 — График для определения коэффициента β_1

Рисунок 11 — График для определения коэффициента β_2

$$\left. \begin{aligned} \text{тип А } \beta_2 &= \max \left[1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{s_1 - c}} + 1,00 \right) \right]; \\ \text{тип В } \beta_2 &= \max \left[1,00; 0,12 \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{s_1 - c}} + 3,75 \right) \right]; \\ \text{тип С } \beta_2 &= \max \left[0,90; 0,12 \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{s_1 - c}} + 3,20 \right) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

6.4.1.4 Для днищ, изготовленных из целой заготовки, коэффициент $\varphi = 1$.

6.4.1.5 Если длина цилиндрической отбортованной части днища $h_1 \geq 0,8 \sqrt{D_1 (s_1 - c)}$, то толщина цилиндрической части днища должна быть не меньше толщины обечайки, рассчитанной по формулам (1), (2) при $\varphi = 1$.

6.4.2 Торосферические днища, нагруженные наружным давлением

6.4.2.1 Торосферические днища, нагруженные наружным давлением, следует рассчитывать по формулам (46), (47) и (48) при $K_3 = 1$.

Кроме того, наружное давление не должно превышать допускаемое давление, определяемое по формуле (57).

6.5 Сферические неотбортованные днища и крышки

6.5.1 Сферические неотбортованные днища и крышки, нагруженные внутренним избыточным давлением

6.5.1.1 Толщину стенок крышек и днищ определяют методом последовательных приближений. Предварительно толщину стенки вычисляют по формуле

$$s'_{1R} = \frac{pR_c}{2[\sigma]_1 \varphi - p}, \quad (60)$$

а затем по формуле

$$s''_{1R} = \frac{pD\beta}{2[\sigma]_1 \varphi - p}. \quad (61)$$

Расчет проводят до тех пор, пока разница между полученным значением s''_{1R} и принятым s_1 при определении коэффициента β по формуле (66) не будет превышать 5 %.

В качестве расчетной толщины стенки днища или крышки принимают большее из двух значений, определяемых по формулам (60) и (61).
Исполнительная толщина стенки

$$s_1 \geq s_{1R} + c. \quad (62)$$

6.5.1.2 Допускаемое избыточное давление

$$[p] = \min \{ [p_1]; [p_2] \}, \quad (63)$$

где $[p_1]$ — допускаемое избыточное давление из условия прочности краевой зоны

$$[p_1] = \frac{2(s_1 - c)\varphi_T [\sigma]_1}{D\beta + (s_1 - c)}, \quad (64)$$

$[p_2]$ — допускаемое избыточное давление из условия прочности центральной зоны

$$[p_2] = \frac{2(s_1 - c)\varphi [\sigma]_1}{R_c + (s_1 - c)}. \quad (65)$$

6.5.1.3 β при $M \leq [M]$ вычисляют по формуле

$$\beta = 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{\chi_k \frac{4A_k}{D(s_1 - c)} \sqrt{1 - \frac{M}{[M]} + 3 \sqrt{\frac{s_1 - c}{D}} \left[\frac{1}{\sqrt{\cos \psi}} + \left(\chi \frac{s - c}{s_1 - c} \right)^{3/2} + \left(\chi_5 \frac{s_5 - c}{s_1 - c} \right)^{3/2} \right]}. \quad (66)$$

6.5.1.3.1 При заданных геометрических размерах днищ тригонометрические функции вычисляют по формулам:

$$\cos \psi = \frac{D}{2R_c}; \quad \operatorname{tg} \psi = \sqrt{\left(\frac{2R_c}{D} \right)^2 - 1}.$$

6.5.1.3.2 Отношение допускаемых напряжений вычисляют по формулам:

$$\chi_k = \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_1}; \quad \chi = \frac{[\sigma]}{[\sigma]_1}; \quad \chi_5 = \frac{[\sigma]_5}{[\sigma]_1}.$$

6.5.1.3.3 Величины A_k , M , $[M]$ определяют по формулам, приведенным в таблице 2.

Таблица 2

Расчетная модель	M	$[M]$	A_k
Рисунок 12	—	—	—
Рисунок 13	$\left p \frac{\pi D^2}{4} e_1 \operatorname{tg} \psi \right $	$\frac{\pi [\sigma]_k a h^2}{2}$	$a h$
Рисунок 14	0	—	$(a + s_5) h$
Рисунок 15	$\left p \frac{\pi D^2}{4} (e_2 - e_1 \operatorname{tg} \psi) + R_n e_3 \right $	$\frac{\pi [\sigma]_k (a - d_6) h^2}{2}$	$(a - d_6) h$

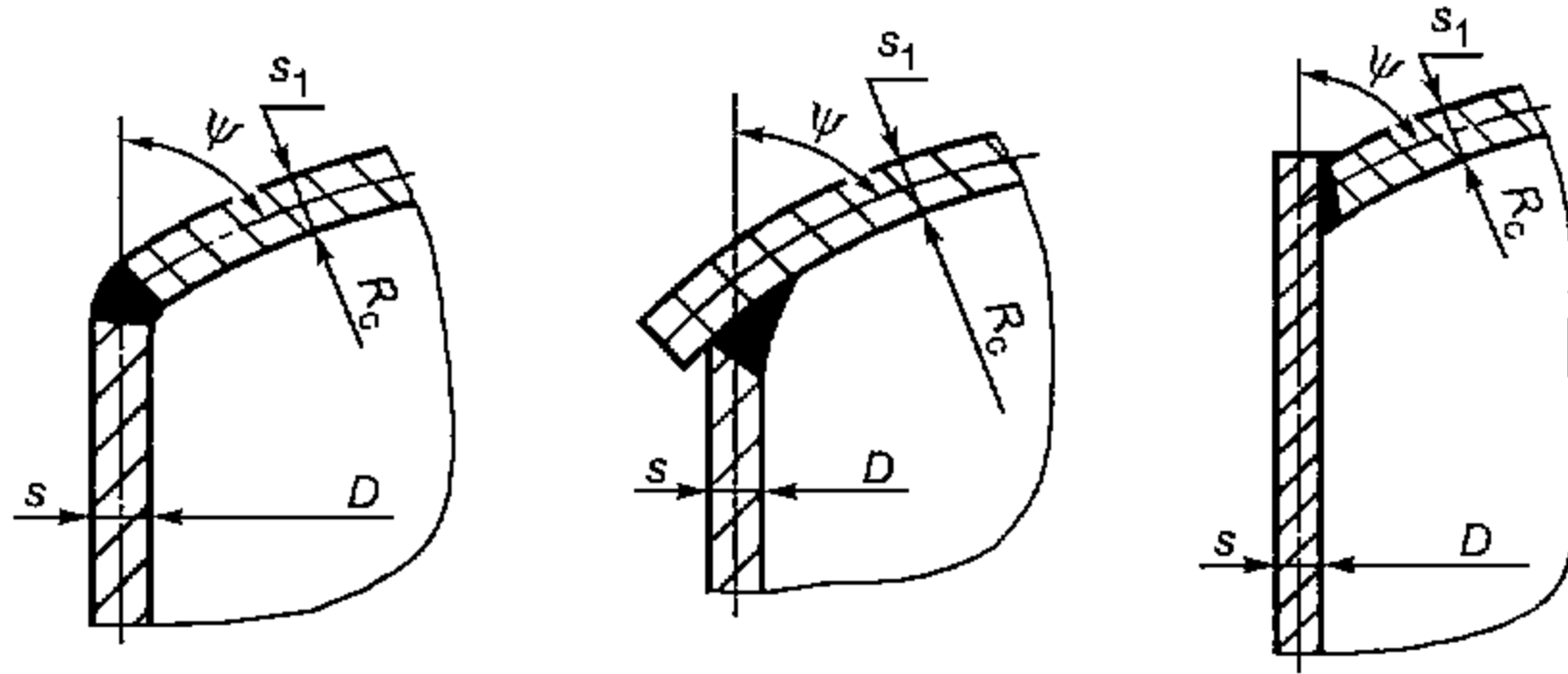


Рисунок 12 — Сферические неотбортованные днища без укрепляющего кольца

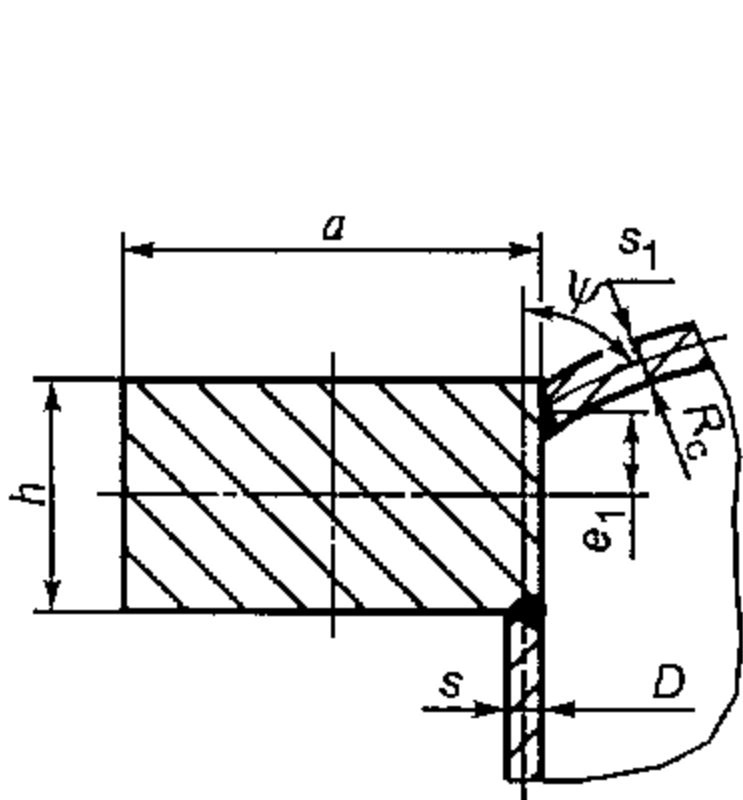


Рисунок 13 — Сферическое неотбортованное днище с укрепляющим кольцом

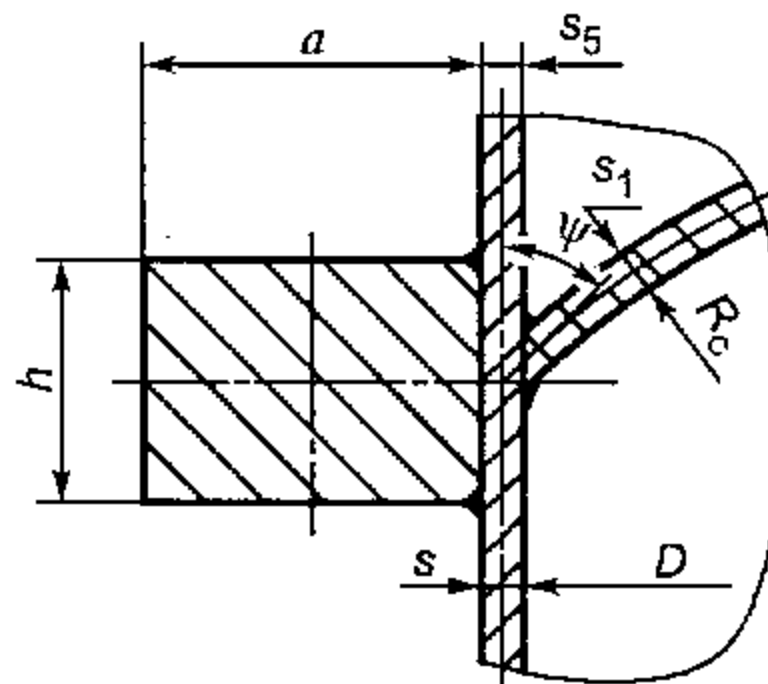


Рисунок 14 — Сферическое неотбортованное днище с кольцом жесткости на обечайке

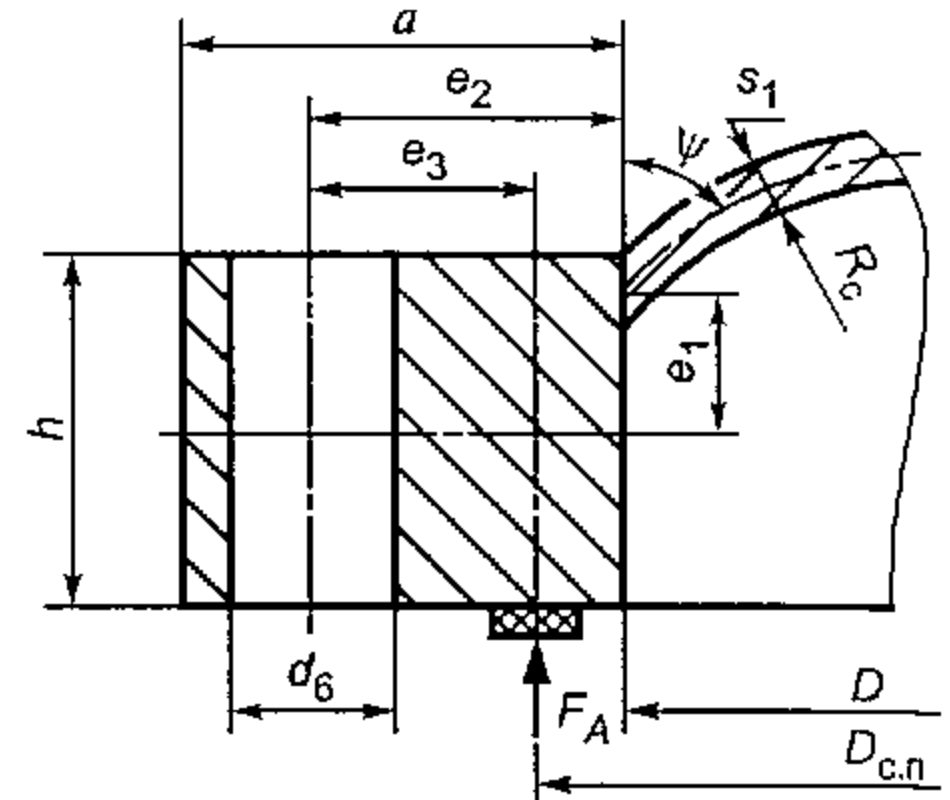


Рисунок 15 — Сферическая неотбортованная крышка

Предварительно размеры кольца a и h подбирают из условий:

для моделей по рисункам 13, 14 $A_k \approx \frac{\rho D^2}{8[\sigma]_k} \operatorname{tg} \psi$;

по рисунку 15 $M < [M]$;

по рисунку 13 необходимо, чтобы e_1 имело минимальное значение.

При наружном давлении на крышку (см. рисунок 15) в формуле при определении M давление p следует принимать со знаком минус.

Если прокладка лежит на всей привалочной поверхности, в формуле при определении M для крышки (см. рисунок 15) $e_3 = 0$.

6.5.2 Сферические неотбортованные днища и крышки, нагруженные наружным давлением

6.5.2.1 Толщину стенки сферического сегмента днища или крышки предварительно вычисляют по формулам (60)—(62) с последующей проверкой по формулам (67)—(69).

6.5.2.2 Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_E}\right)^2}}, \tag{67}$$

где $[p]_p$ — допускаемое наружное давление из условия прочности в центральной зоне.

$$[p]_p = \frac{2(s_1 - c)[\sigma]_1}{R_c + (s_1 - c)}, \tag{68}$$

$[p]_E$ — допускаемое наружное давление из условия устойчивости в пределах упругости:

$$[p]_E = \frac{K_c}{n_y} E \left(\frac{(s_1 - c)}{R_c} \right)^2. \tag{69}$$

6.5.2.3 Коэффициент K_c определяют по таблице 3 в зависимости от параметра $R_c / (s_1 - c)$.

Таблица 3

Расчетные модели	Значение коэффициента K_c при отношении $R_c / (s_1 - c)$								
	25	50	75	100	150	200	250	300	350 и более
Днище (рисунки 12—14)	0,33	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11
Крышка (рисунок 15)	0,46	0,30	0,25	0,22	0,19	0,17	0,16	0,13	0,12

7 Расчет плоских круглых днищ и крышек

7.1 Область применения расчетных формул

7.1.1 Формулы применимы для расчета плоских круглых днищ и крышек при условии:

$$\frac{s_1 - c}{D_p} \leq 0,11.$$

7.1.2 Допускается проводить расчет при $\frac{s_1 - c}{D_p} > 0,11$, но значение допускаемого давления, рассчитанного по формуле (75) или (84), следует умножать на поправочный коэффициент:

$$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{s_1 - c}{D_p}\right)^2}}. \quad (70)$$

Если при определении толщины днища по 7.2.1 или 7.3.1 в результате расчета окажется, что $\frac{s_1 - c}{D_p} > 0,11$, то необходимо дополнительно определять допускаемое давление по 7.2.7 или 7.3.8 и умножать его на коэффициент K_p .

При $K_p [p] < p$ толщину днища следует увеличивать так, чтобы было выполнено условие:

$$K_p [p] \geq p.$$

7.1.3 Формулы для расчета плоских круглых днищ и крышек с радиальными ребрами жесткости применимы при следующих условиях:

$$\frac{D_p - d_0}{2h} \geq 5,0; \quad n \geq 6; \quad \frac{n A_p [\sigma]_p}{\pi D_p s_1 [\sigma]} \leq 1,0; \quad \frac{4e_0^2}{A_p} \leq 1,0.$$

7.2 Расчет плоских круглых днищ и крышек

7.2.1 Толщину плоских круглых днищ и крышек сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным или наружным давлением, вычисляют по формулам

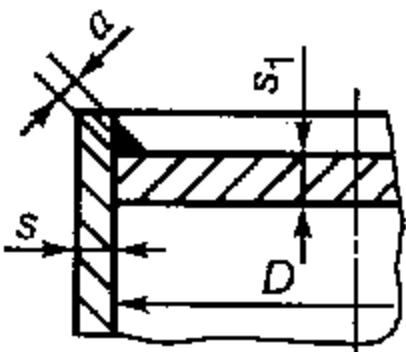
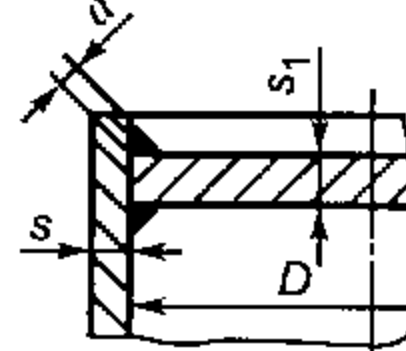
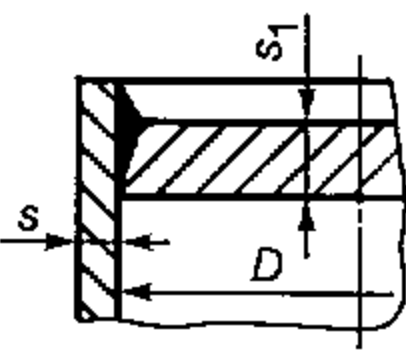
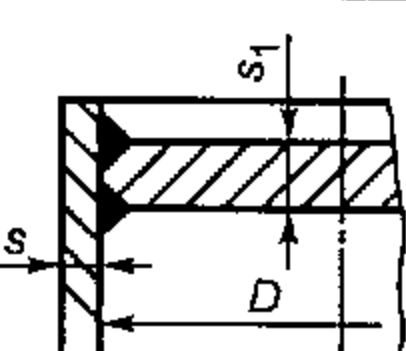
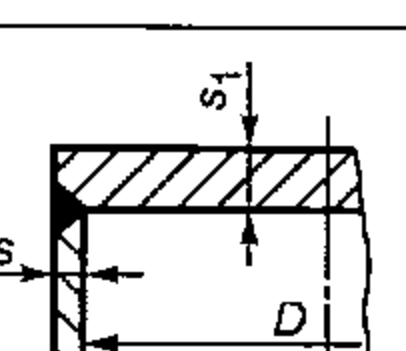
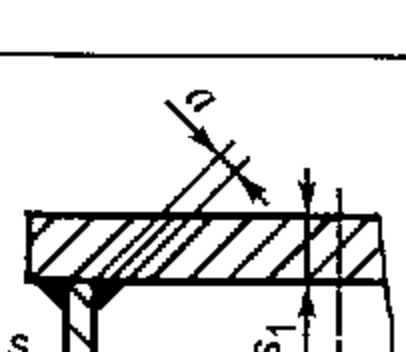
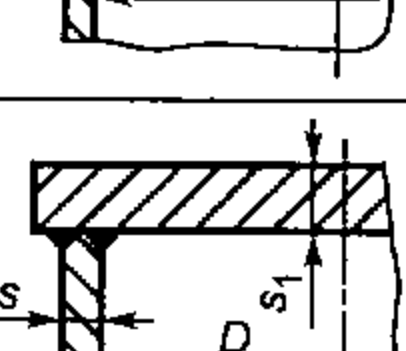
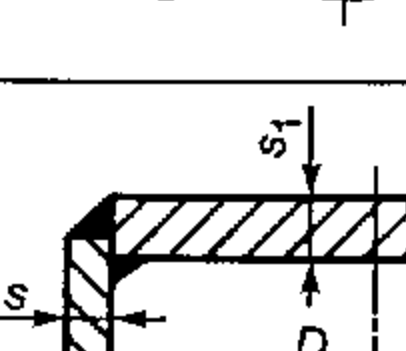
$$s_1 \geq s_{1p} + c, \quad (71)$$

где

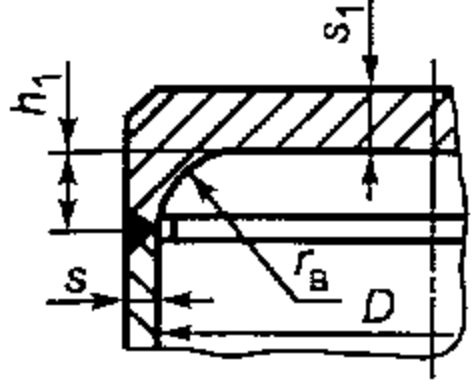
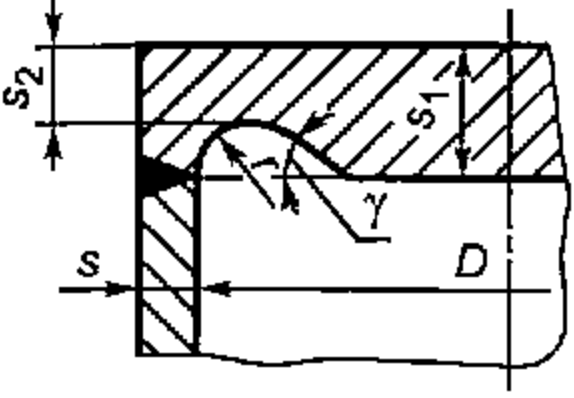
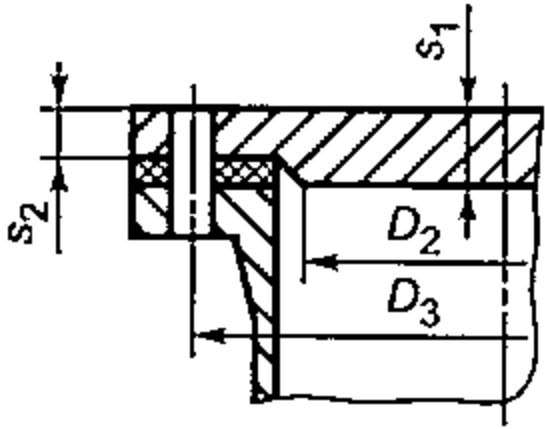
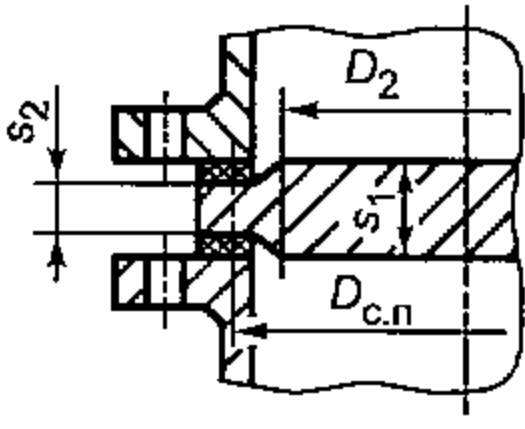
$$s_1 = K K_0 D_p \sqrt{\frac{p}{\varphi [\sigma]}}. \quad (72)$$

7.2.2 Коэффициент K в зависимости от конструкции днищ и крышек определяют по таблице 4.

Таблица 4

Тип	Рисунок	Условия закрепления днищ и крышек	K
1		$a \geq 1,7s$ $D_p = D$	0,53
2		$a \geq 0,85s$ $D_p = D$	0,50
3		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,25$ $\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,25$ $D_p = D$	0,45 0,41
4		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,5$ $\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,5$ $D_p = D$	0,41 0,38
5		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,25$ $\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,25$ $D_p = D$	0,45 0,41
6		$a > 0,85s$ $D_p = D$	0,50
7		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,5$ $\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,5$ $D_p = D$	0,41 0,38
8		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,5$ $\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,5$ $D_p = D$	0,41 0,38

Окончание таблицы 4

Тип	Рисунок	Условия закрепления днищ и крышек	K
9		$\max \{s; 0,25s_1\} \leq r \leq \min \{s_1; 0,1D\}$ $h_1 \geq r$ $D_p = D - 2r$	$K = \max \left[0,41 \left(1 - 0,23 \frac{s-c}{s_1-c} \right); 0,35 \right]$
10		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_p = D$ $0,25s_1 \leq r \leq s_1 - s_2$ $30^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$	 0,41 0,38
11		$D_p = D_3$	0,40
12		$D_p = D_{с.п}$	0,41

7.2.3 K_0 для днищ и крышек, имеющих одно отверстие, вычисляют по формуле

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p} \right)^2} \quad (73)$$

7.2.4 K_0 для днищ и крышек, имеющих несколько отверстий, вычисляют по формуле

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\sum d_i}{D_p} \right)^3}{1 - \left(\frac{\sum d_i}{D_p} \right)}} \quad (74)$$

Коэффициент K_0 определяют для наиболее ослабленного сечения. Максимальную сумму для длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральной сечении днища или крышки определяют согласно рисунку 19 по формуле $\sum d_i = \max \{ (d_1 + d_3); (b_2 + b_3) \}$.

Основные расчетные размеры отверстий указаны на рисунках 16, 17.

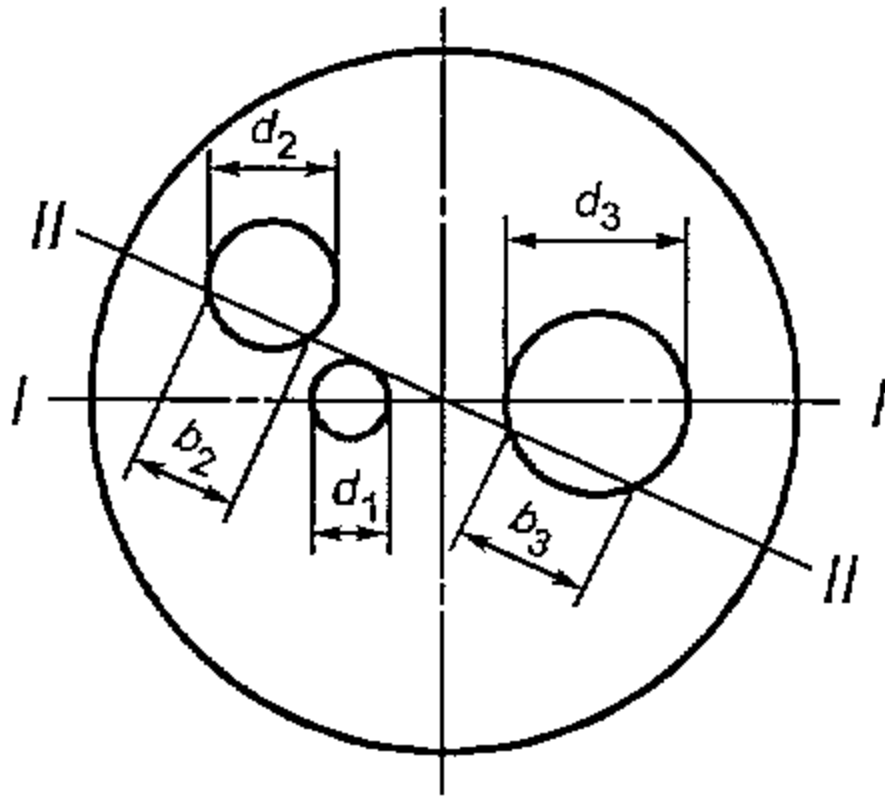


Рисунок 16

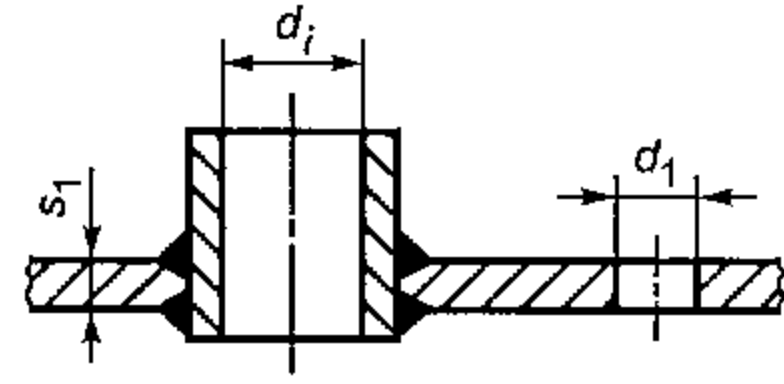


Рисунок 17

7.2.5 K_o для днищ и крышек без отверстий принимают равным 1,0.

7.2.6 Во всех случаях присоединения днища к обечайке минимальная толщина плоского круглого днища должна быть не менее толщины обечайки, вычисленной в соответствии с 5.3.

7.2.7 Допускаемое давление на плоское днище или крышку вычисляют по формуле

$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{K K_o D_p} \right)^2 [\sigma] \varphi. \quad (75)$$

7.2.8 Толщину s_2 для типов соединения 10, 11 и 12 (см. таблицу 4) вычисляют по формулам:

- для типа 10:

$$s_2 \geq \max \left[1,1s; \frac{s_1 - c}{1 + \frac{D_p - 2r}{12(s_1 - c)} \sin \gamma} \right] + c$$

- для типов 11, 12:

$$s_2 \geq \max \left[0,7(s_1 - c); (s_1 - c) \sqrt{2 \frac{(D_p - D_2) D_2}{D_p^2}} \right] + c \quad (76)$$

7.3 Расчет плоских круглых крышек с дополнительным краевым моментом

7.3.1 Толщину плоских круглых крышек с дополнительным краевым моментом (рисунок 18) под действием внутреннего давления вычисляют по формулам

$$s_1 \geq s_{1p} + c, \quad (77)$$

где

$$s_{1p} = K_o K_6 D_p \sqrt{\frac{p}{\varphi [\sigma]}}. \quad (78)$$

7.3.2 Коэффициент K_6 вычисляют по формуле

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \left(\frac{D_3}{D_{с.п}} - 1 \right)}{\frac{D_3}{D_{с.п}}}} \quad (79)$$

или по графику, приведенному на рисунке 19, в зависимости от отношений $D_3 / D_{с.п}$ и ψ .

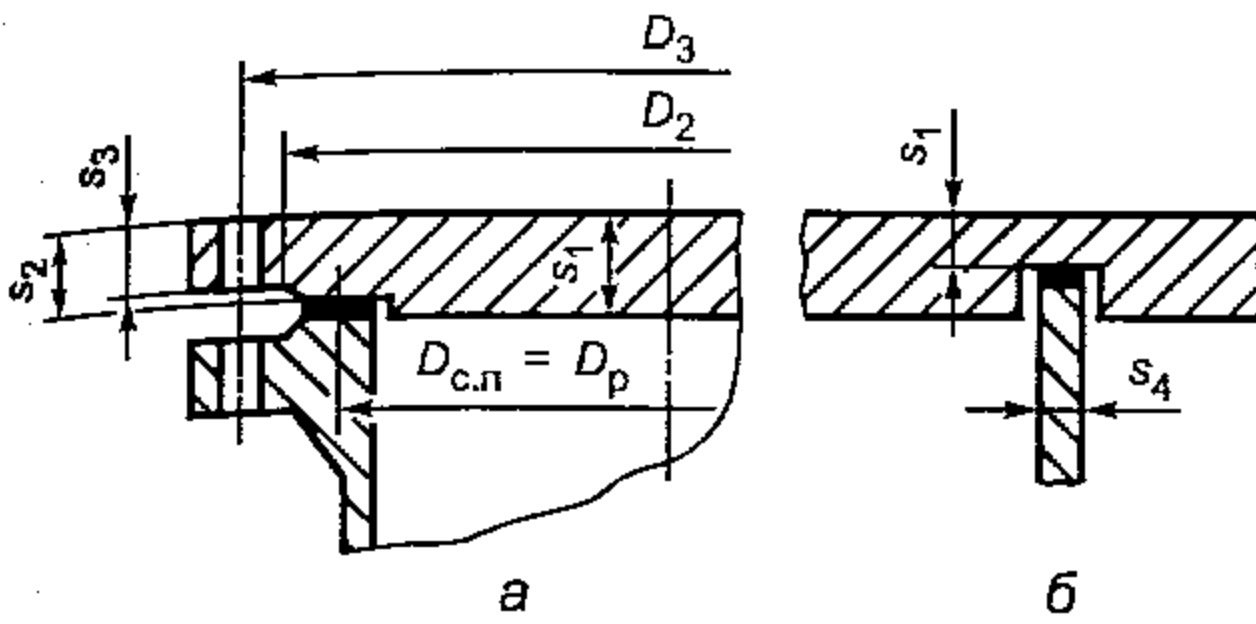


Рисунок 18

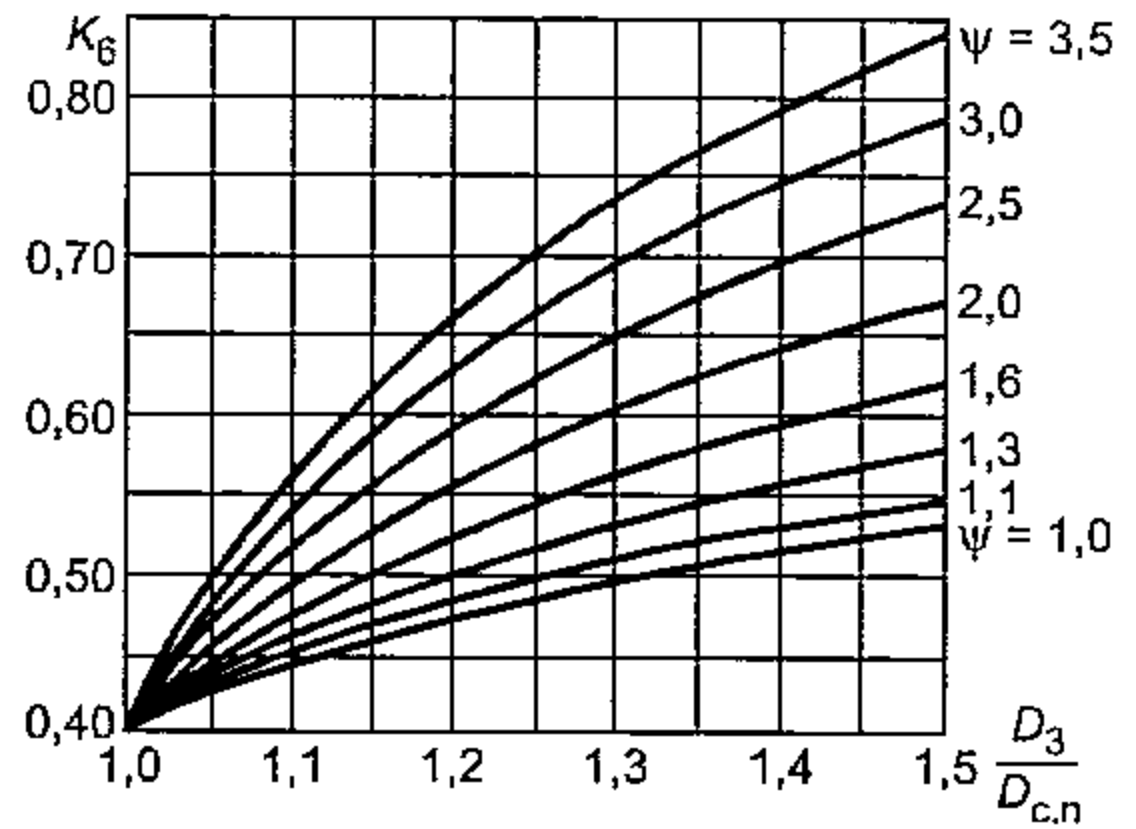


Рисунок 19

Значение ψ вычисляют по формуле

$$\psi = \frac{P_6^p}{Q_d}, \quad (80)$$

где $Q_d = 0,785 \rho D_{с.п}^2$, P_6^p , P_6^m — определяют по ГОСТ Р 52587.4 для рабочих условий и условий монтажа.

7.3.3 Коэффициент K_0 вычисляют по формуле (73) или (74), если $\sum d_i \leq 0,7 D_p$; при этом отверстия для болтов в расчет не принимают.

7.3.4 Для крышки, имеющей паз для перегородки (например, камер теплообменника), значение коэффициента K_6 для определения толщины в месте паза (см. рисунок 18б) вычисляют с учетом усилия от сжатия прокладки в пазах по формуле

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \left(\frac{D_3}{D_{с.п}} - 1 \right) + 9,6 \frac{D_3}{D_{с.п}} \frac{s_4}{D_{с.п}}}{\frac{D_3}{D_{с.п}}}}. \quad (81)$$

7.3.5 Толщину плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения s_2 (рисунок 18а) вычисляют по формуле

$$s_2 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_{с.п}} \Phi \right\} + c, \quad (82)$$

$$\text{где } \Phi = \max \left\{ \frac{P_6^p}{[\sigma]_p}; \frac{P_6^m}{[\sigma]_m} \right\}.$$

В формуле (82) при определении Φ индекс «р» указывает на то, что величина суммарного болтового усилия $F_{б.р}$ и допускаемого напряжения для материала крышки относится к рабочему состоянию или испытаниям, а индекс «м» — состоянию монтажа.

7.3.6 Коэффициент K_7 вычисляют по формуле

$$K_7 = 0,8 \sqrt{\frac{D_3}{D_{с.п}} - 1} \quad (83)$$

или определяют по графику, приведенному на рисунке 20 в зависимости от отношения диаметров.

7.3.7 Толщину края плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом вне зоны уплотнения s_3 (см. рисунок 18) вычисляют по формуле (82), при этом в формулах (82) и (83) вместо $D_{с.п}$ следует принять D_2 .

7.3.8 Допускаемое давление для плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом при проверочных расчетах вычисляют по формуле

$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{K_0 K_6 D_p} \right)^2 [\sigma] \varphi. \quad (84)$$

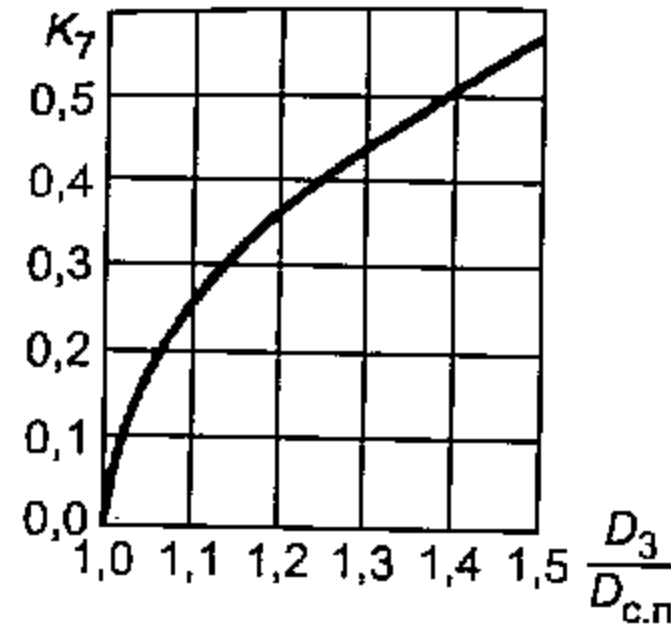


Рисунок 20

7.4 Днища и крышки плоские круглые с радиальными ребрами жесткости.

7.4.1 Расчетные схемы днищ приведены на рисунках 21 — 24.

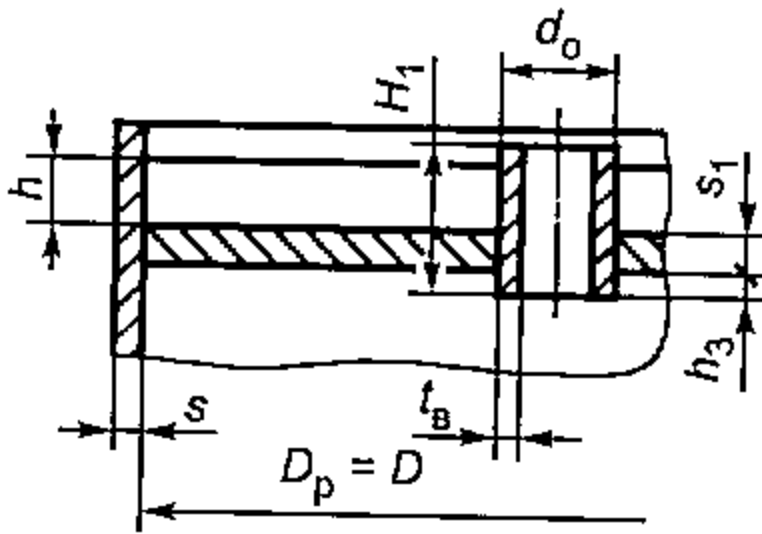


Рисунок 21

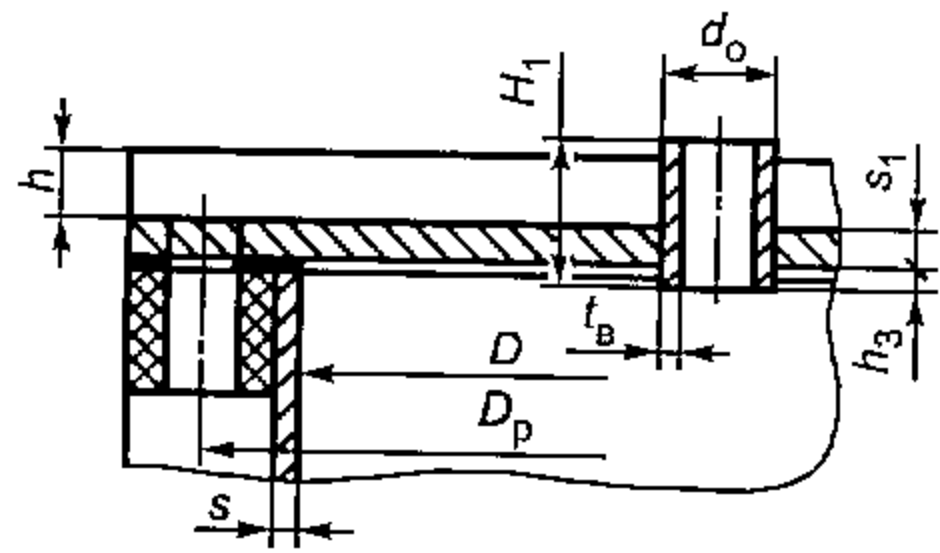


Рисунок 22

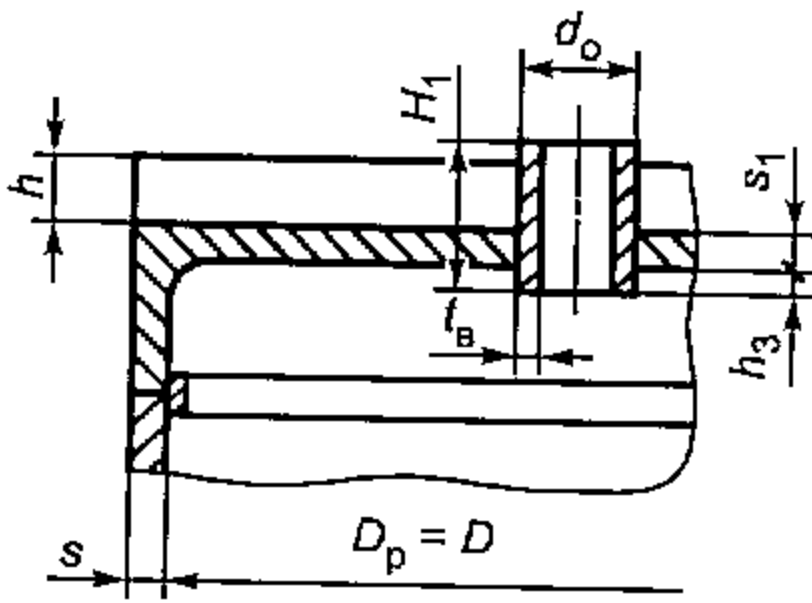


Рисунок 23

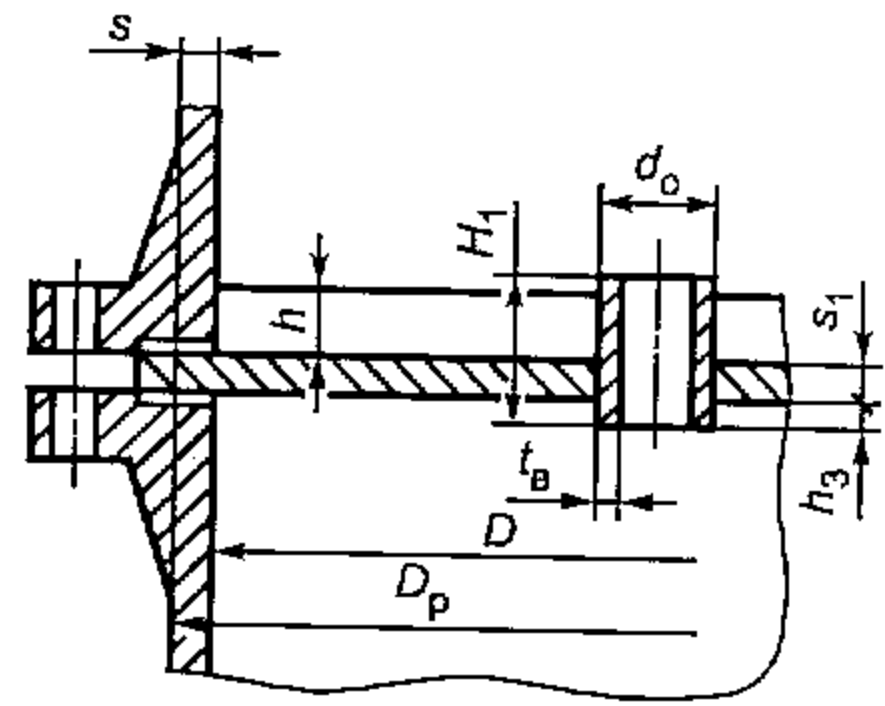


Рисунок 24

7.4.2 Для определения допускаемого избыточного давления предварительно определяют следующие параметры:

- расчетное расстояние от поверхности пластинки до нижнего торца втулки:

$$h_p = \min \left\{ h_3; 0,27 \sqrt{(d_0 - t_B) t_B} \right\}; \quad (85)$$

- расчетная высота втулки:

$$H_p = \min \{ H_1; (h + s_1 + h_p) \}; \quad (86)$$

- относительный радиус втулки:

$$\rho_0 = \frac{d_0}{D_p}; \quad (87)$$

- расстояние от срединной поверхности пластины до нейтральной поверхности:

$$e_4 = \frac{n A_p [\sigma]_p}{2 \pi D_p [\sigma]}. \quad (88)$$

7.4.3 Изгибающий момент для втулки вычисляют по формуле

$$M_1 = \frac{[\sigma]_в \varphi (t_в - c)}{d_o - t_в + c} \left[\left(H_p - e_4 - h_p - \frac{s_1}{2} \right)^2 + \left(e_4 + h_p + \frac{s_1}{2} \right)^2 \right]. \quad (89)$$

7.4.4 Изгибающий момент для пластины вычисляют по формуле

$$M_T = [\sigma] \left[e_4^2 + \frac{(s_1 - c)^2}{4} \right]. \quad (90)$$

7.4.5 Изгибающий момент для оребренной пластины вычисляют по формуле

$$M_2 = M_T + \frac{[\sigma]_р \varphi n A_p}{\pi d_o} \left(e_0 - e_4 + \frac{s_1 - c}{2} \right). \quad (91)$$

7.4.6 Обобщенный допускаемый изгибающий момент следует выбирать наименьшим из моментов M_1 и M_2 :

$$M_o = \min \{M_1; M_2\}. \quad (92)$$

7.4.7 Суммарный изгибающий момент вычисляют по формуле

$$M_c = M_T (1 - \rho_o) + M_o \rho_o. \quad (93)$$

Если центральная втулка отсутствует ($\rho_o = 0$), а ребра пересекаются в центре или вместо втулки имеется сплошная бобышка, то суммарный изгибающий момент вычисляют по формуле:

$$M_c = M_T + \frac{[\sigma]_р \varphi n A_p}{\pi D_p} \left(e_0 - e_4 + \frac{s_1 - c}{2} \right). \quad (94)$$

7.4.8 Дополнительное усилие, действующее на центральную часть крышки (днища), должно соответствовать условию:

$$Q_0 \leq 0,9 \frac{2\pi M_c}{1 - \rho_o}. \quad (95)$$

7.4.9 Допускаемое избыточное давление, действующее на крышку (днище), вычисляют по формуле

$$[p] = \min \{[p_1]; [p_2]\}, \quad (96)$$

где

$$[p_1] = \frac{12[2\pi M_c + Q_0(1 - \rho_o)]}{\pi D_c^2 (1 - \rho_o^3)}. \quad (97)$$

Если направление действия усилия Q_0 совпадает с направлением действия давления, то в формуле для определения $[p_1]$ перед Q надо поставить знак минус.

$$[p_2] = \frac{12[\sigma](s_1 - c)^2 (1 + \sin \frac{\pi}{n})^2}{\pi D_p^2 \sin \frac{\pi}{n}}. \quad (98)$$

8 Расчет конических обечаек

8.1 Расчетные схемы и расчетные параметры

8.1.1 На рисунках 25 — 30 приведены расчетные схемы узлов конических обечаек.

8.1.2 Расчетные параметры

8.1.2.1 Расчетные длины переходных частей вычисляют по формулам:
 - для конических и цилиндрических обечаек (см. рисунок 25а, б):

$$a_{1p} = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha_1} (s_1 - c)},$$

$$a_{2p} = 0,7 \sqrt{D(s_2 - c)};$$

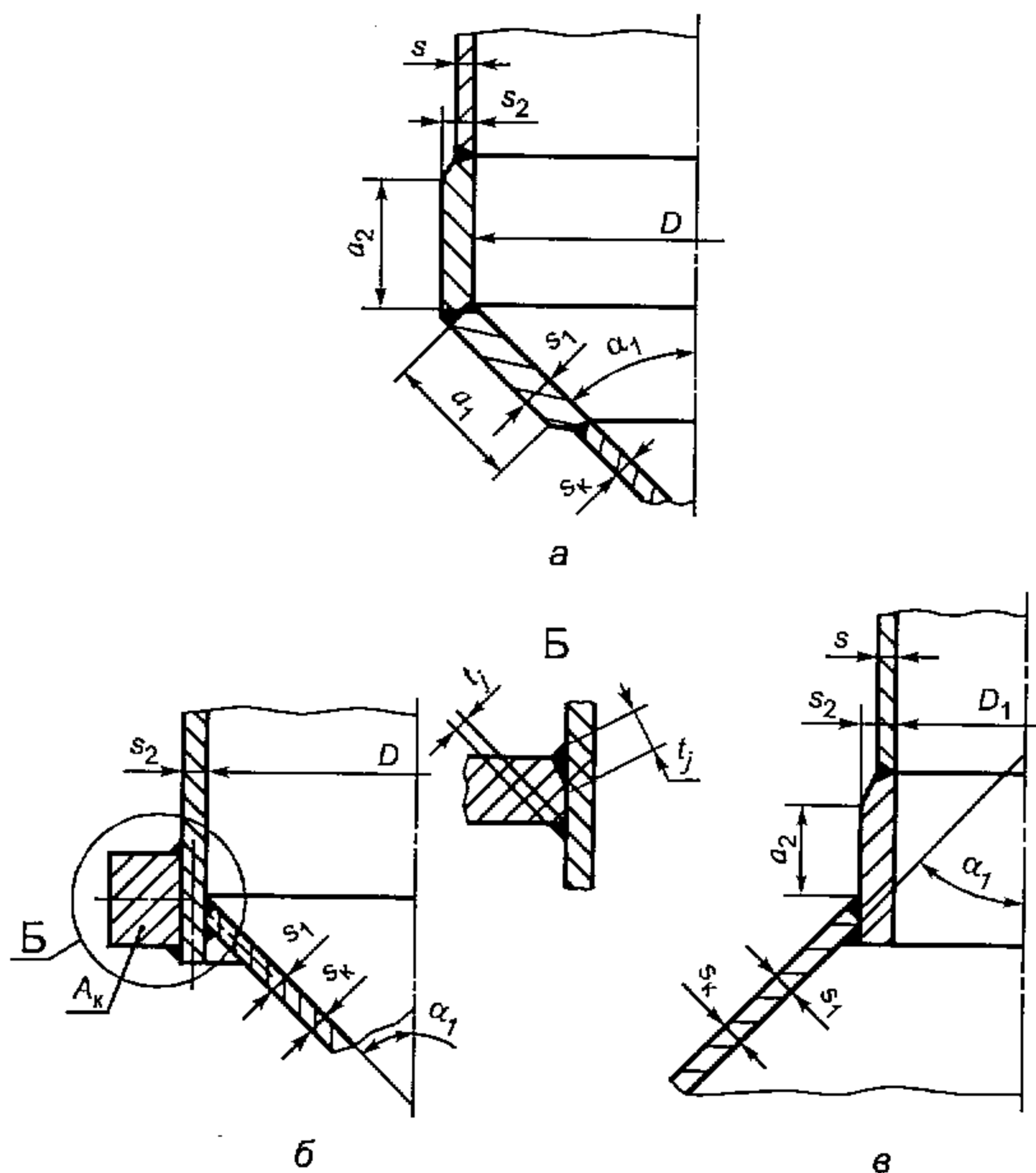
- для конических и цилиндрических обечаек (см. рисунок 26):

$$a_{1p} = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha_1} (s_T - c)},$$

$$a_{2p} = 0,5 \sqrt{D(s_T - c)};$$

- для цилиндрической обечайки или штуцера (см. рисунок 25в):

$$a_{2p} = 1,25 \sqrt{D_1 (s_2 - c)}.$$



а — соединение конической и цилиндрической обечаек, б — соединение конической и цилиндрической обечаек с укрепляющим кольцом, в — соединение конической обечайки с цилиндрической меньшего диаметра

Рисунок 25 — Соединение обечаек без тороидального перехода

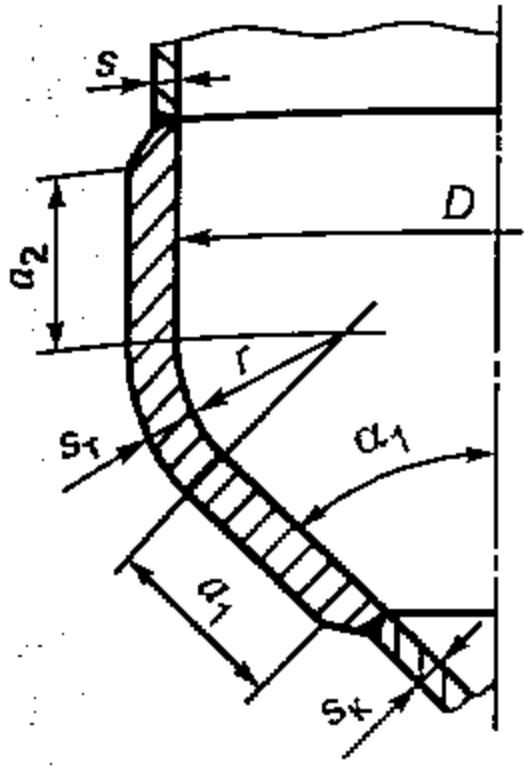


Рисунок 26 — Соединение обечаяек с тороидальным переходом

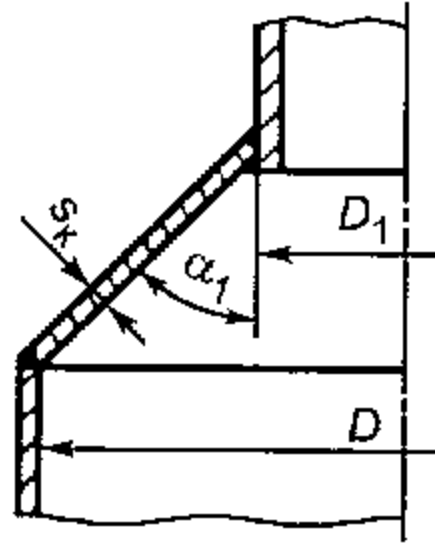


Рисунок 27 — Основные размеры конического перехода

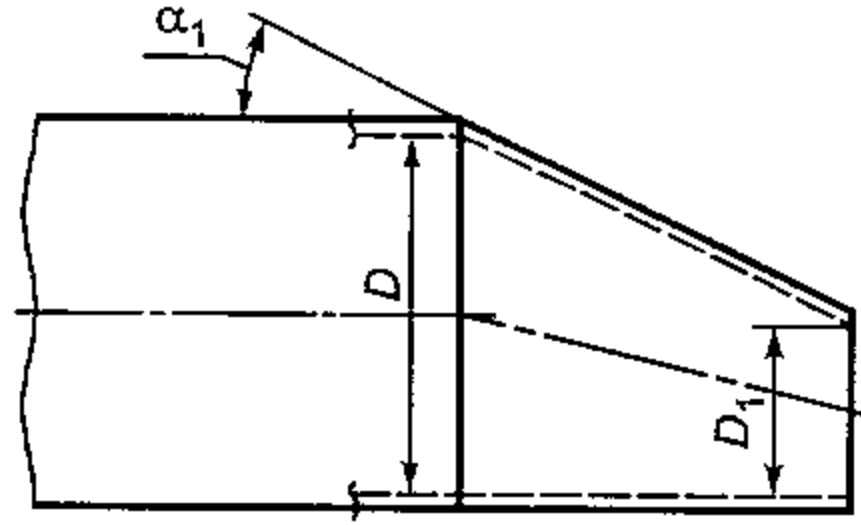


Рисунок 28 — Соединение кососимметричных обечаяек

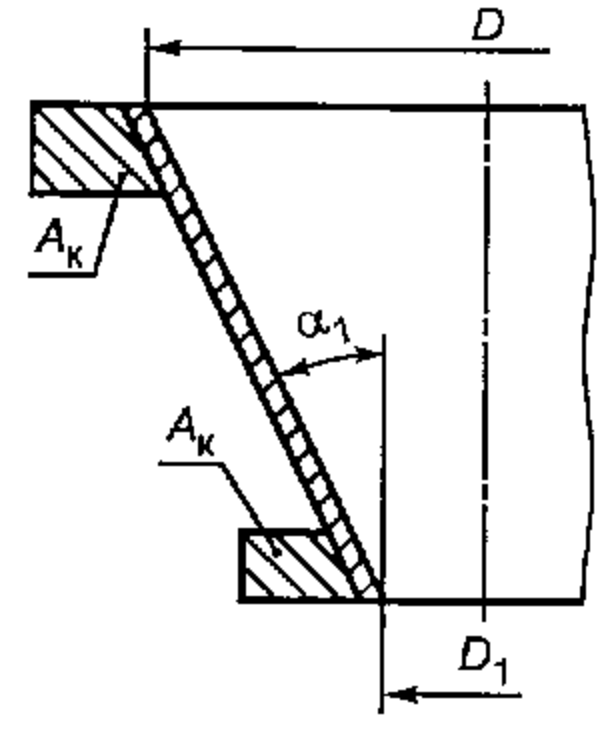
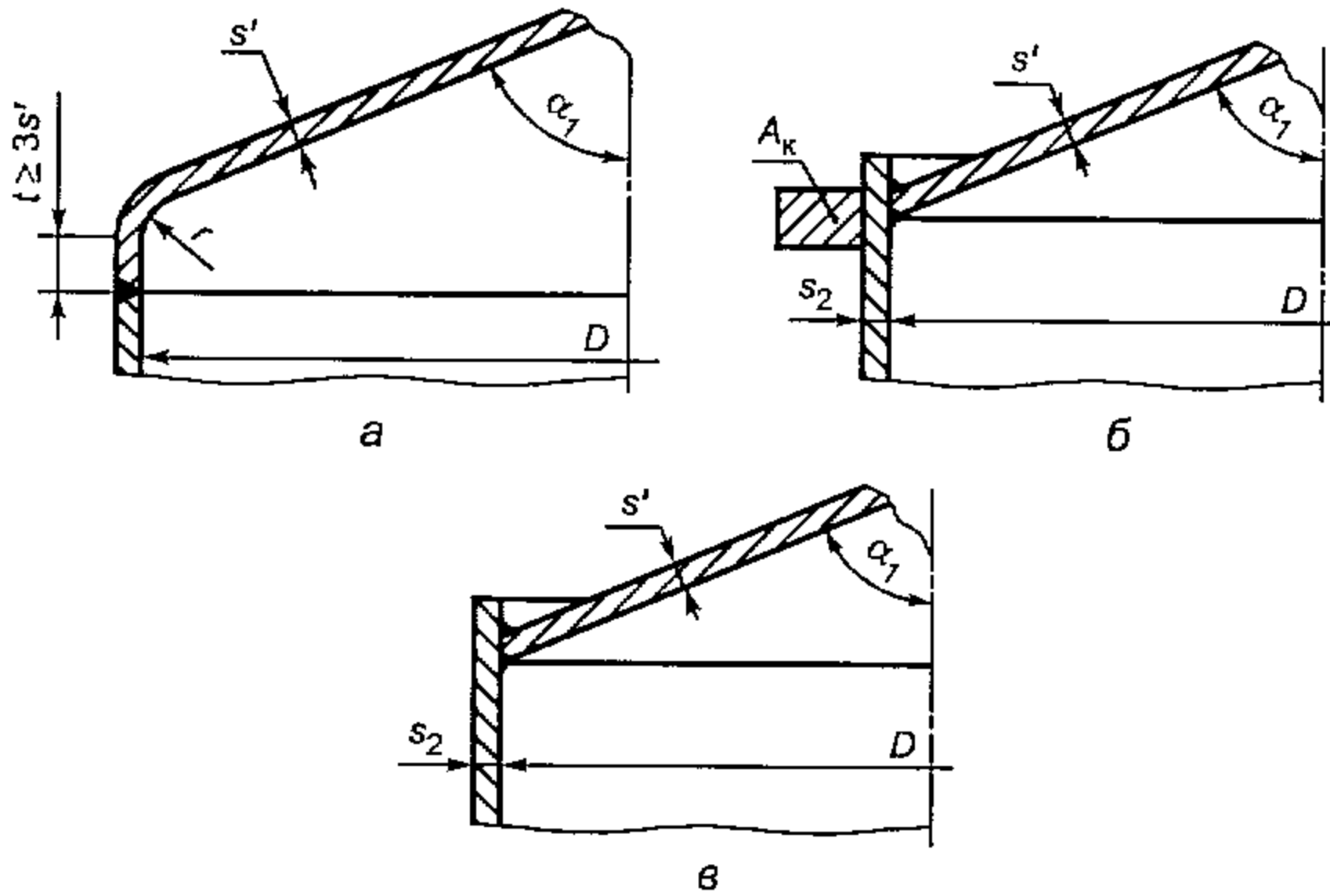


Рисунок 29 — Коническая обечайка с кольцами жесткости



а — днище с тороидальным переходом, б — днище с укрепляющим кольцом, в — днище без тороидального перехода и укрепляющего кольца

Рисунок 30 — Пологие конические днища

8.1.2.2 Расчетный диаметр гладкой конической обечайки вычисляют по формуле:
- для конической обечайки без тороидального перехода (см. рисунок 25):

$$D_k = D - 1,4a_1 \sin \alpha_1;$$

- для конической обечайки с тороидальным переходом (см. рисунок 26):

$$D_k = D - 2 [r (1 - \cos \alpha_1) + 0,7a_1 \sin \alpha_1];$$

Для конических обечаяек со ступенчатым изменением толщин стенки для второй и всех последующих частей за расчетный диаметр D_k данной части обечайки принимают внутренний диаметр большего основания.

8.2 Область и условия применения расчетных формул

8.2.1 Расчетные формулы применимы при соотношении между толщиной стенки наружной обечайки и диаметром в пределах

$$0,001 \leq \frac{s_1 \cos \alpha_1}{D} \leq 0,050.$$

Выполнение такого условия для пологого конического днища ($\alpha_1 > 70^\circ$) не требуется.

8.2.2 Расчетные формулы, приведенные в 8.3.10, 8.4.2 и 8.5.1, применимы при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых должна учитываться ползучесть металлов, т. е. при температурах, когда допускаемое напряжение определяется только по пределу текучести или временному сопротивлению (пределу прочности). Если точных данных не имеется, то формулы применимы при условии, что расчетная температура стенки обечайки из углеродистой стали не превышает 380 °С, из низколегированной стали — 480 °С и из аустенитной — 525 °С.

8.2.3 Формулы настоящего стандарта не применимы для расчета на прочность конических переходов в местах крепления рубашки к корпусу.

В этом случае расчет проводят по ГОСТ Р 52857.8.

8.2.4 Формулы не применимы, если расстояние между двумя соседними узлами обечаек менее суммы соответствующих расчетных длин обечаек или если расстояние от узлов до опорных элементов сосуда (за исключением юбочных опор и опорных колец) менее удвоенной расчетной длины обечайки по 8.1.2.1.

8.2.5 Расчетные формулы применимы при условии, что исполнительные длины переходных частей обечаек не менее расчетных длин a_1 и a_2 .

Если это условие не выполнено, нужно провести проверку допускаемого давления, причем вместо s_1 и s_2 подставляют:

- для соединения обечаек без тороидального перехода

$$s_{1з} = \max \left\{ \frac{a_1}{a_{1p}} s_1; s_k \right\}; \quad s_{2з} = \max \left\{ \frac{a_2}{a_{2p}} s_2; s \right\};$$

- для соединения обечаек с тороидальным переходом при определении коэффициента β по формуле (114)

$$s_{1з} = \max \left\{ \frac{a_1}{a_{1p}} s_T; s_k \right\}; \quad s_{2з} = \max \left\{ \frac{a_2}{a_{2p}} s_T; s \right\};$$

s_k, s — фактические толщины стенок присоединенных обечаек (см. рисунки 25, 26).

8.2.6 Формулы узлов конических и цилиндрических обечаек без тороидального перехода применимы при условии выполнения углового шва с двусторонним сплошным проваром.

8.2.7 Исполнительную толщину стенки конического элемента в месте соединения двух обечаек s_1, s_2 или s_T всегда принимают не менее толщины s_k , определяемой по 8.3.1 или 8.3.2, 8.4.1 или 8.4.2 и 8.8.1, для соответствующих нагрузок.

Исполнительная толщина стенки цилиндрического элемента в месте соединения двух обечаек должна быть не менее минимальной толщины стенки, определяемой по формулам раздела 5.

8.2.8 Расчет укрепления отверстий конических обечаек проводят в соответствии с ГОСТ Р 52857.3.

8.2.9 Расчет толщины стенок переходной части обечаек проводят либо методом последовательных приближений на основании предварительного подбора и последующей проверки для выбранных значений

$$\frac{D}{s_2 - c} \text{ и } \frac{s_1 - c}{s_2 - c},$$

либо сразу с помощью диаграмм.

Если допускаемые напряжения материалов частей перехода отличаются друг от друга, то расчет по диаграммам проводят при использовании меньшего из них.

За допускаемое давление, осевую силу и изгибающий момент для конической обечайки принимают меньшее значение, полученное из условия прочности или устойчивости гладкой конической обечайки и из условия прочности переходной части.

8.2.10 Расчет применим также для кососимметричных обечаек, соединенных с цилиндрическими обечайками. Расчетные величины α_1, D и D_1 приведены на рисунке 28.

8.3 Конические обечайки, нагруженные давлением

8.3.1 Гладкие конические обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением

8.3.1.1 Толщину стенки гладкой конической обечайки вычисляют по формуле

$$s_k \geq s_{k,p} + c, \quad (99)$$

где

$$s_{к.р} = \frac{\rho D_k}{2\varphi_p[\sigma] - \rho \cos \alpha_1} \cdot 1 \quad (100)$$

8.3.1.2 Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s_k - c)}{\frac{D_k}{\cos \alpha_1} + (s_k - c)} \quad (101)$$

8.3.2 Гладкие конические обечайки, нагруженные наружным давлением

8.3.2.1 Расчетные формулы применимы при условии $\alpha_1 \leq 70^\circ$.

8.3.2.2 Толщину стенки в первом приближении вычисляют по формулам с введением эффективных размеров с последующей проверкой по формуле (104).

$$s_k = s_{к.р} + c, \quad (102)$$

где

$$s_{к.р} = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} D_E}{B_1} \left(\frac{\rho}{10^{-5} E} \frac{l_E}{D_E} \right)^{0,4}; \frac{1,2 \rho D_k}{2\varphi_p[\sigma] - \rho \cos \alpha_1} \cdot 1 \right\} \quad (103)$$

При предварительном определении толщины стенки в качестве расчетных l_E , D_E , B_1 принимают величины, определяемые по формулам (107) — (109).

8.3.2.3 Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_n}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (104)$$

где допускаемое давление из условия прочности:

$$[p]_n = \frac{2[\sigma](s_k - c)}{\frac{D_k}{\cos \alpha_1} + (s_k - c)} \quad (105)$$

и допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости:

$$[p]_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} E D_E}{n_y B_1} \frac{D_E}{l_E} \left[\frac{100(s_k - c)}{D_E} \right]^{2,5} \quad (106)$$

Эффективные размеры конической обечайки вычисляют по формулам

$$l_E = \frac{D - D_1}{2 \sin \alpha_1}, \quad (107)$$

$$D_E = \max \left\{ \frac{D + D_1}{2 \cos \alpha_1}; \frac{D}{\cos \alpha_1} - 0,31(D + D_1) \sqrt{\frac{D + D_1}{s_k - c}} \operatorname{tg} \alpha_1 \right\} \quad (108)$$

Значение коэффициента B_1 вычисляют по формуле:

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(s_k - c)}} \right\} \quad (109)$$

8.3.3 Соединение обечайки без тороидального перехода (см. рисунок 25а)

8.3.3.1 Расчетные формулы применимы при условиях

$$\alpha_1 \leq 70^\circ; (s_1 - c) \geq (s_2 - c).$$

Если $(s_1 - c) \leq (s_2 - c)$, то при проверочном расчете следует принимать

$$s_1 - c = s_2 - c.$$

8.3.3.2 Толщину стенки из условия прочности переходной зоны вычисляют по формулам:

$$s_{2p} = \frac{pD\beta_1}{2[\sigma]_2 \varphi_p - p}, \quad (110)$$

$$s_2 \geq s_{2p} + c. \quad (111)$$

При определении β_1 коэффициент β вычисляют по формуле (114) или определяют по диаграмме (см. рисунок 31).

Расчет толщины стенки конического элемента перехода проводят с помощью отношения толщин стенок $\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)$:

$$s_1 \geq \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right) s_{2p} + c. \quad (112)$$

8.3.3.3 Коэффициент формы вычисляют по формуле

$$\beta_1 \geq \max\{0,5; \beta\}, \quad (113)$$

где β определяют по формуле (114) или по рисункам 31 — 32 при $s_2 - c = s_{2p}$ и допускаемом напряжении $[\sigma] = \min([\sigma]_1; [\sigma]_2)$.

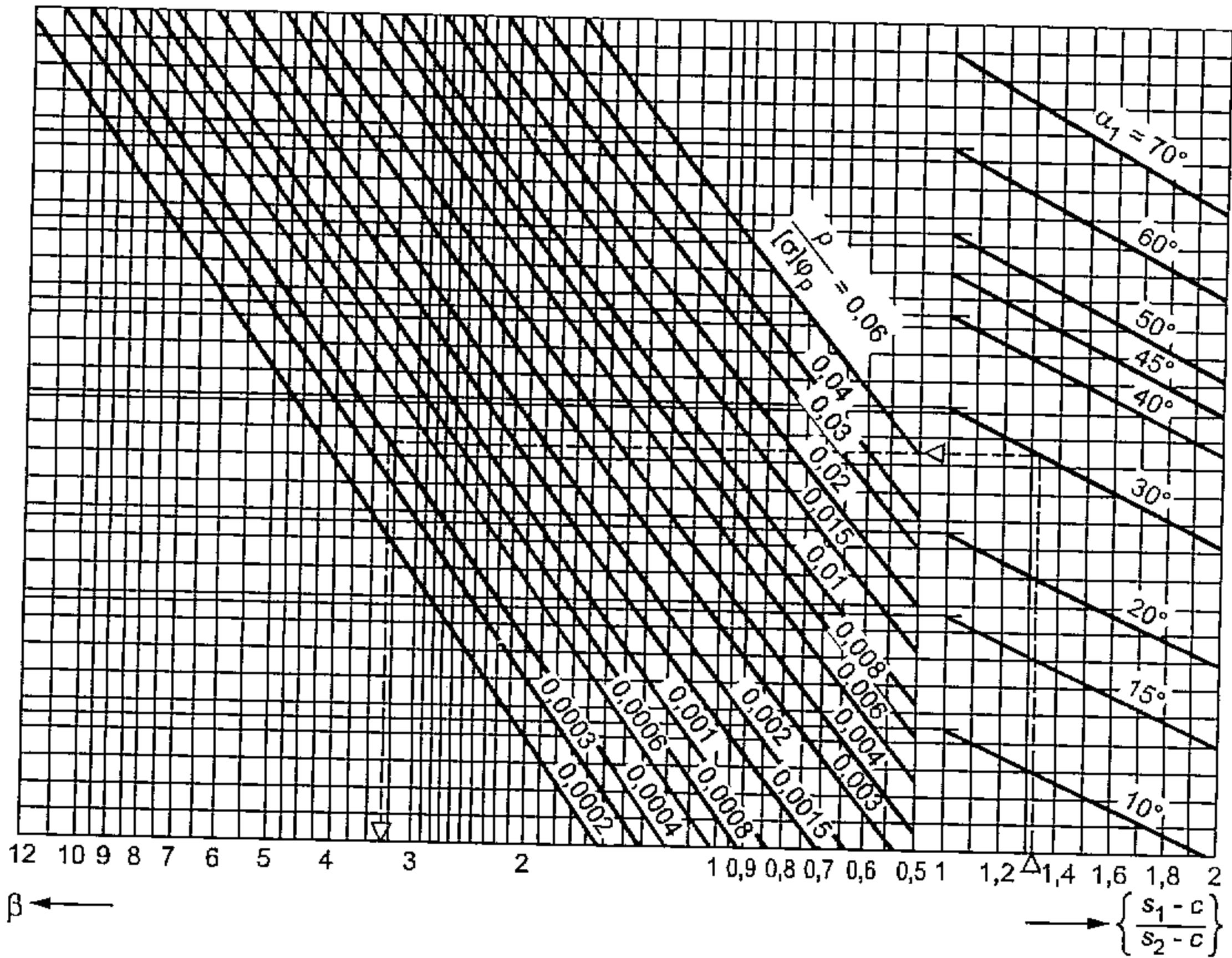


Рисунок 31— Диаграмма для определения коэффициента β при расчете толщин стенок переходов обечаек

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2}{2 \cos \alpha_1} \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}} - 0,25. \quad (114)$$

8.3.3.4 Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление $[p]$ из условия прочности переходной части вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (s_2 - c)}{D\beta_1 + (s_2 - c)}, \quad (115)$$

где коэффициент β_1 определяют по 8.3.3.3.

8.3.4 Соединение конической обечайки с укрепляющим кольцом (см. рисунки 25б, 29)

8.3.4.1 Формулы применимы при условиях:

$$\alpha_1 \leq 70^\circ$$

при соединении с цилиндрической обечайкой (см. рисунок 25б):

$$(s_1 - c) > (s_2 - c).$$

Если $(s_1 - c) < (s_2 - c)$, то при поверочном расчете следует принимать $s_1 - c = s_2 - c$. Расчет применим только при отсутствии изгибающего момента на кольце.

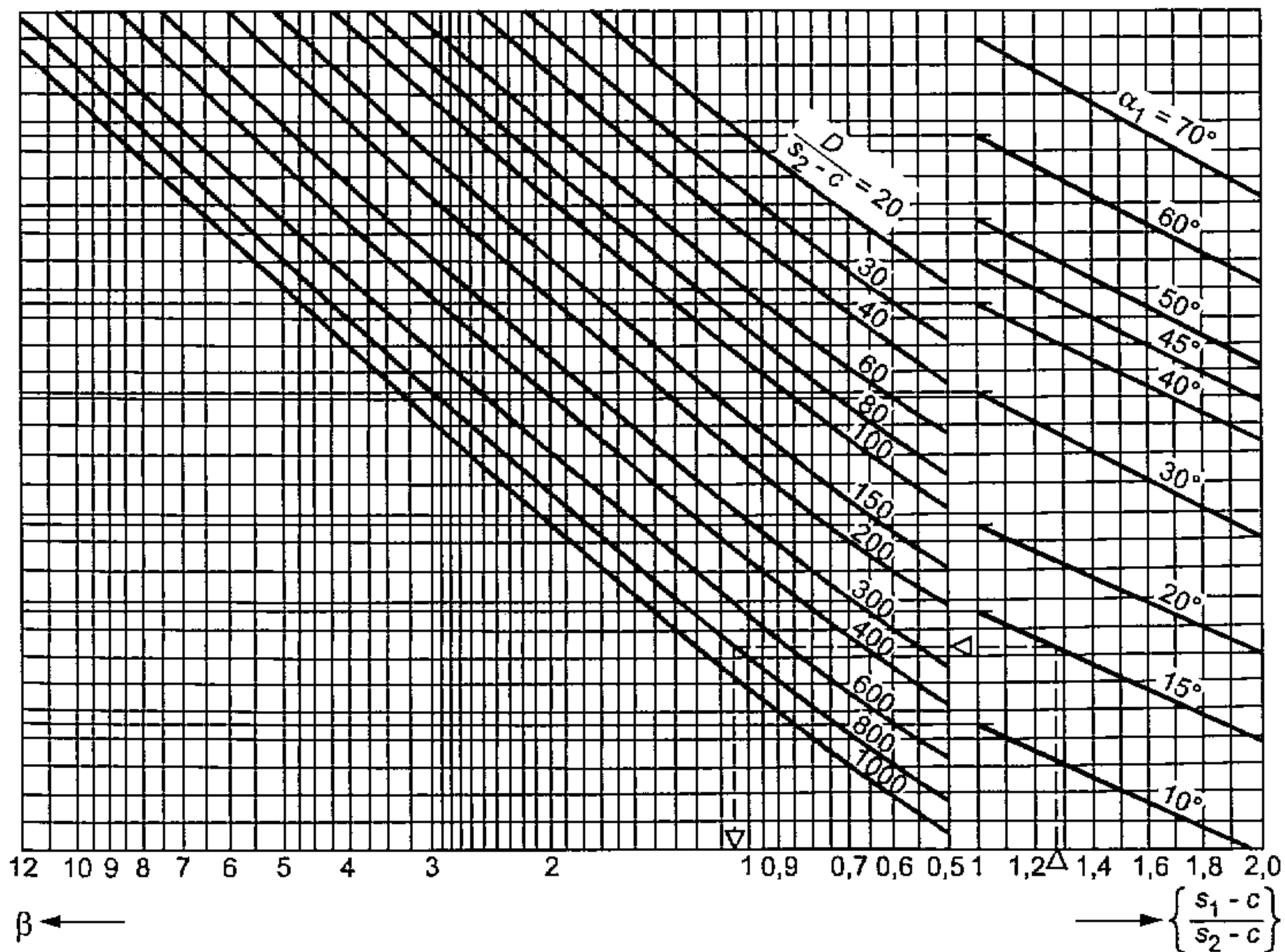


Рисунок 32 — Диаграмма для определения коэффициента β при выполнении поверочного расчета

8.3.4.2 Площадь поперечного сечения укрепляющего кольца вычисляют по формуле - при соединении по рисунку 25б.

$$A_k = \frac{pD^2 \operatorname{tg} \alpha_1}{8[\sigma]_k \varphi_k} \left(1 - \frac{\beta_a + 0,25}{\beta + 0,25} \right), \quad (116)$$

где

$$\beta_a = \left(\frac{2[\sigma]_2 \varphi_T}{\rho} - 1 \right) \frac{(s_2 - c)}{D}. \quad (117)$$

Коэффициент β определяют либо по формуле (114), либо по диаграмме (см. рисунок 32).
 При $A_k \leq 0$ укрепление кольцом жесткости не требуется;
 - при соединении по рисунку 29:

$$A_k = \frac{\rho D^2 \operatorname{tg} \alpha_1}{8[\sigma]_k \varphi_k}. \quad (118)$$

В случаях действия нагрузки от наружного давления или осевой сжимающей силы, или изгибающего момента сварной шов стыкового соединения кольца должен быть проварен непрерывным швом. При определении площади поперечного сечения A_k следует учитывать также сечение стенок обечаек, расположенное между наружными швами кольца и обечаек.

8.3.4.3 Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части вычисляют по формулам:

- при соединении по рисунку 25б:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (s_2 - c)}{D\beta_2 + (s_2 - c)}; \quad (119)$$

- при соединении по рисунку 29:

$$[p] = A_k \frac{8[\sigma]_k \varphi_k}{D^2 \operatorname{tg} \alpha_1}. \quad (120)$$

8.3.4.4 Общий коэффициент формы для переходной части равен:

$$\beta_2 = \max\{0,5; \beta_0\}, \quad (121)$$

$$\beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \operatorname{tg} \alpha_1 - B_3 \left[1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2}{2 \cos \alpha_1}} \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) \right]}{B_2 + \left[1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2}{2 \cos \alpha_1}} \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) \right]}. \quad (122)$$

B_2 и B_3 вычисляют по формулам:

$$B_2 = \frac{1,6 A_k}{(s_2 - c) \sqrt{D(s_2 - c)}} \frac{[\sigma]_k \varphi_k}{[\sigma]_2 \varphi_T}, \quad B_3 = 0,25. \quad (123)$$

8.3.4.5 Проверка прочности сварного шва укрепляющего кольца

$$\sum t_j \geq \frac{4 A_k}{D}, \quad (124)$$

где $\sum t_j$ — сумма всех эффективных ширин несущих сварных швов между укрепляющим кольцом и обечайкой (см. рисунок 25б).

У прерывистого сварного шва действительная его ширина уменьшается в отношении длин сварного шва и всего периметра обечайки. Расстояние между концами прерывистых сварных швов должно быть не более восьми толщин стенки обечайки и сумма всех длин сварных швов не менее половины длины контура кольца.

8.3.5 Соединение обечаек с тороидальным переходом (см. рисунок 26)

8.3.5.1 Расчетные формулы применимы при условиях:

$$\alpha_1 \leq 70^\circ; \quad 0 \leq \frac{r}{D} < 0,3.$$

8.3.5.2 Толщину стенки переходной части вычисляют по формуле

$$s_T \geq s_{T,p} + c, \quad (125)$$

$$s_{T,p} = \frac{\rho D \beta_3}{2\varphi_p [\sigma] - p}. \quad (126)$$

где

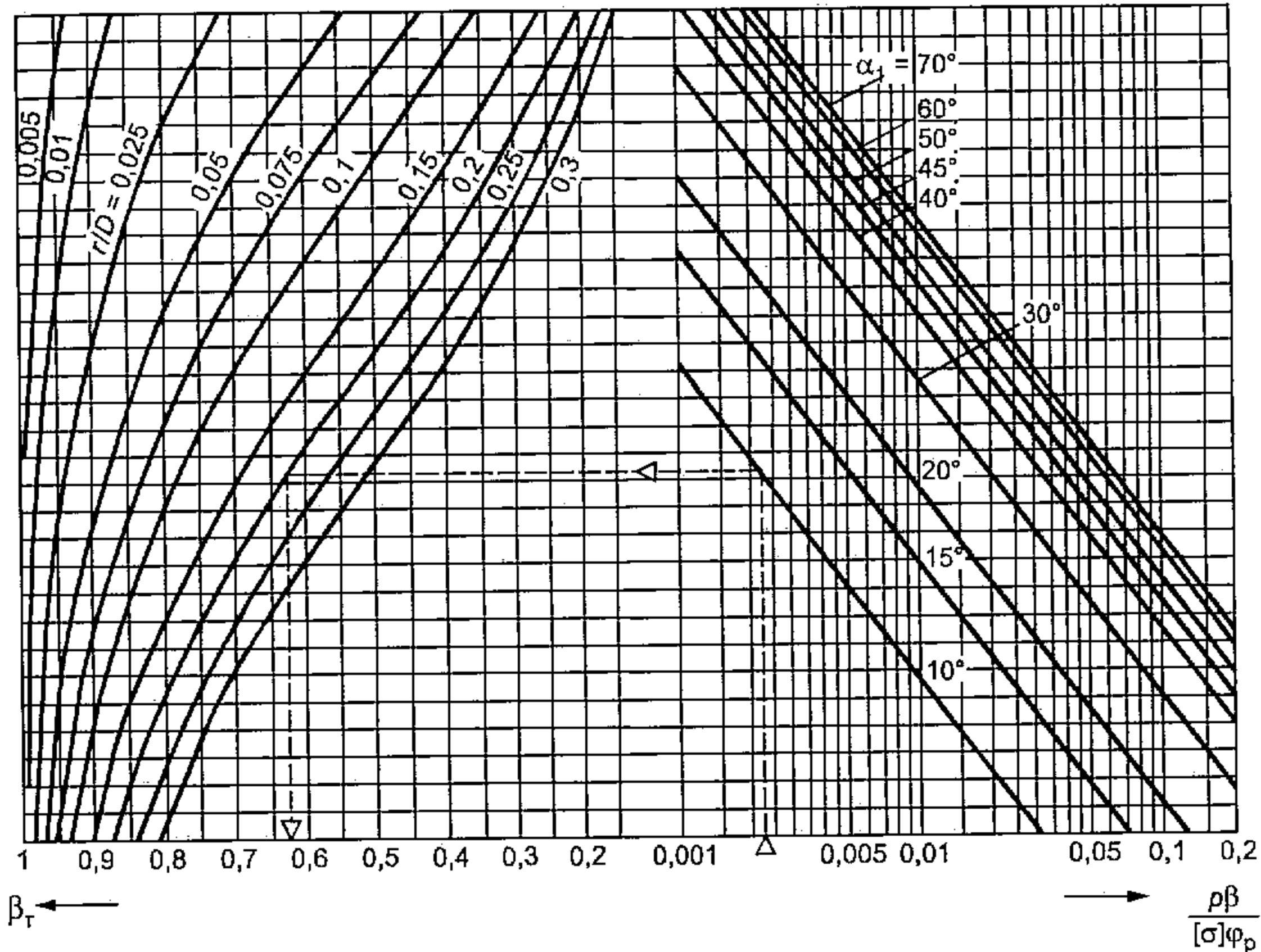


Рисунок 33 — Диаграмма для определения коэффициента β_T при расчете толщин стенок — переходов обечаек

β_3 определяют по 8.3.5.4.

8.3.5.3 Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p (s_T - c)}{D\beta_3 + (s_T - c)}. \quad (127)$$

Коэффициент β_3 вычисляют по формуле (128), β и β_T — по формулам (114) и (129) или определяют по диаграммам, приведенным на рисунках 32, 34.

8.3.5.4 β_3 равен:

$$\beta_3 = \max \{0,5; \beta \cdot \beta_T\}, \quad (128)$$

где β вычисляют по формуле (114) или определяют по диаграмме, приведенной на рисунке 32.

$$\chi = 1 \text{ и } \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) = 1.$$

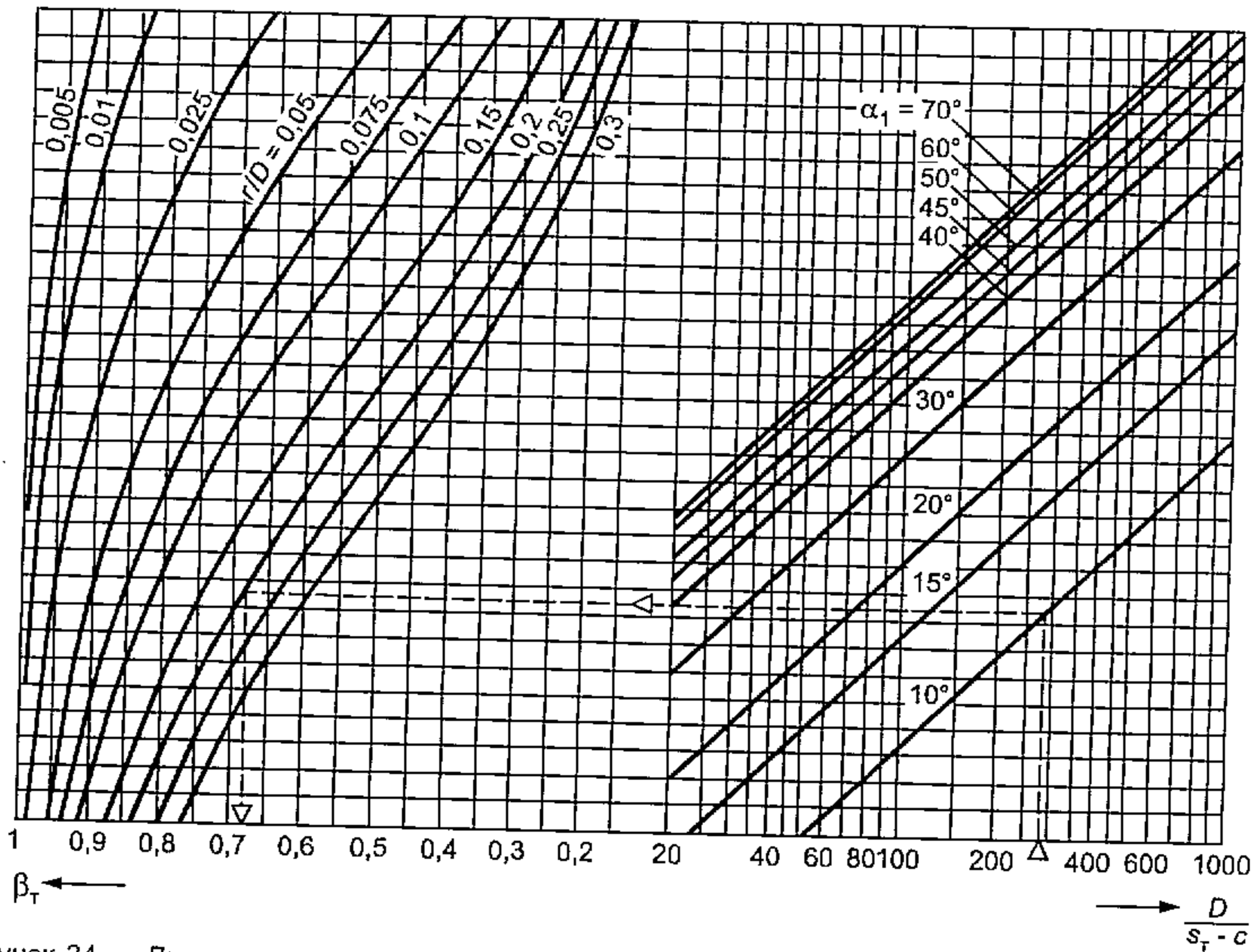


Рисунок 34 — Диаграмма для определения коэффициента β_T при выполнении поверочного расчета

Коэффициент β_T вычисляют по формуле (129) или определяют по диаграмме, приведенной на рисунке 34:

$$\beta_T = \frac{1}{1 + \frac{0,028 \alpha_1 \frac{r}{D} \sqrt{\frac{D}{s_T - c}}}{\sqrt{\cos \alpha_1} + 1}} \quad (129)$$

8.3.6 Соединение штуцера или внутреннего цилиндрического корпуса с конической обечайкой (рисунок 25е)

8.3.6.1 Формулы применимы при выполнении условия

$$\alpha_1 \leq 70^\circ.$$

8.3.6.2 Толщину стенки вычисляют по формуле

$$s_2 \geq s_{2p} + c, \quad (130)$$

где

$$s_{2p} = \frac{\rho D_1 \beta_4}{2 \varphi_p [\sigma] - p}. \quad (131)$$

Коэффициент β_4 определяют по 8.3.6.4.

Расчет толщины стенки конического элемента переходной части проводят с помощью отношения толщин стенок

$$s_1 \geq \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) s_{2p} + c. \quad (132)$$

8.3.6.3 Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (s_2 - c)}{D_1 \beta_4 + (s_2 - c)}. \quad (133)$$

8.3.6.4 Коэффициент формы равен

$$\beta_4 = \max\{1, 0; \beta_H\}, \quad (134)$$

$$\beta_H = \beta + 0,75 \quad \text{при} \quad \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2 \geq 1, \quad (135)$$

где

β вычисляют по формуле (114) с заменой D на D_1 :

при $\chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2 < 1$

$$\beta_H = 0,4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) \sqrt{\frac{s_1 - c}{(s_2 - c) \cos \alpha_1}} + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2}{2}}} + 0,5. \quad (136)$$

β_H можно в обоих случаях определить также по диаграммам, приведенным на рисунках 35 и 36 при $D = D_1$ и $s_2 - c = s_{2p}$.

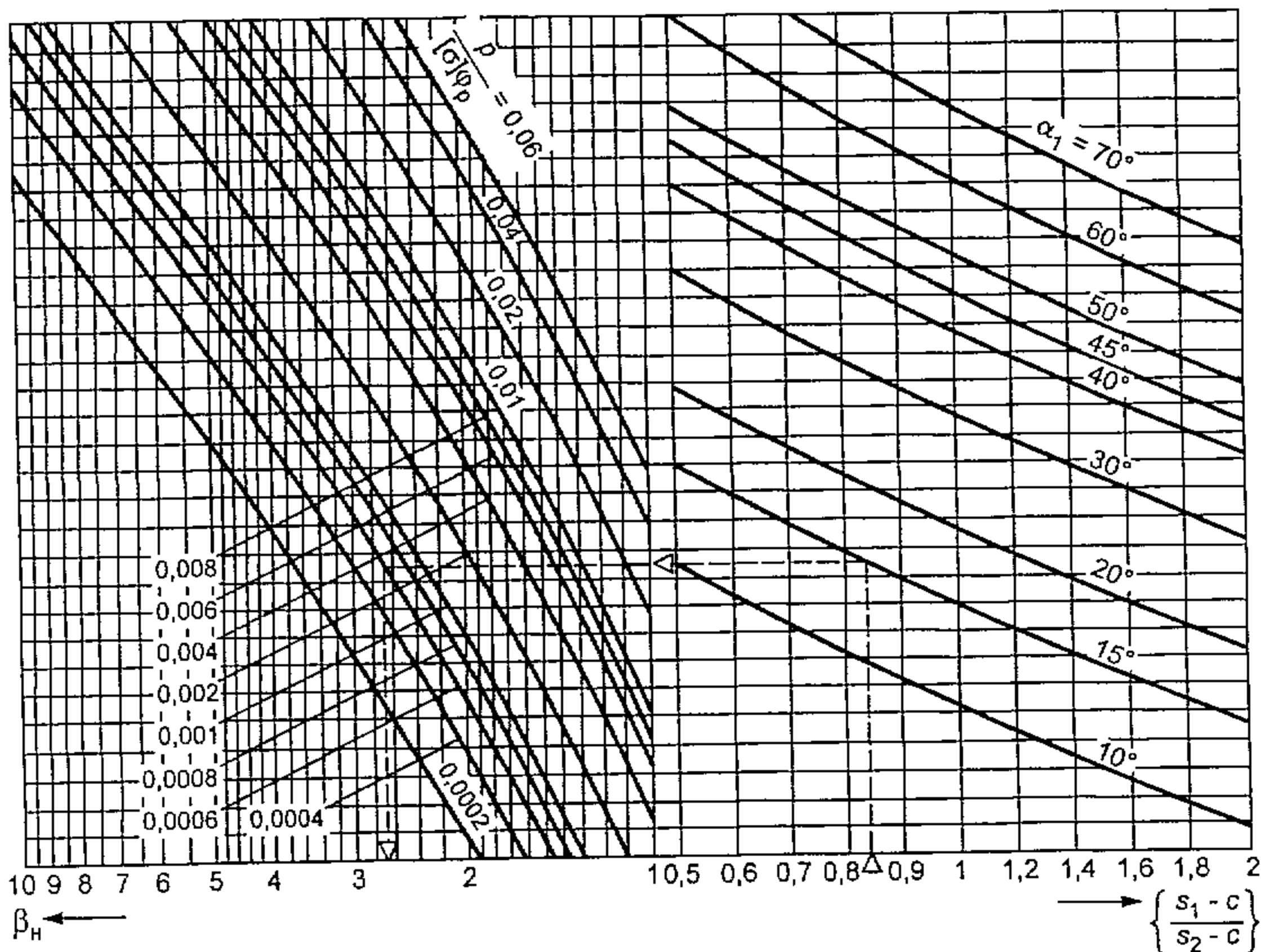


Рисунок 35 — Диаграмма для определения коэффициента β_H при расчете толщин стенок переходов обечаек

8.3.7 Пологое коническое днище с тороидальным переходом (см. рисунок 30а)

8.3.7.1 Формулы применимы для действия внутреннего избыточного давления при выполнении условия $\alpha_1 > 70^\circ$.

8.3.7.2 Толщину стенки принимают

$$s' \geq \min \{ \max \{ s_k; s_T \}; s_p' + c \}; \tag{137}$$

$$s_p' = 0,3(D - r) \frac{\alpha_1}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma]\varphi}}, \tag{138}$$

где s_k определяют по 8.3.1 при $D_k = D$ и s_T по 8.3.5.

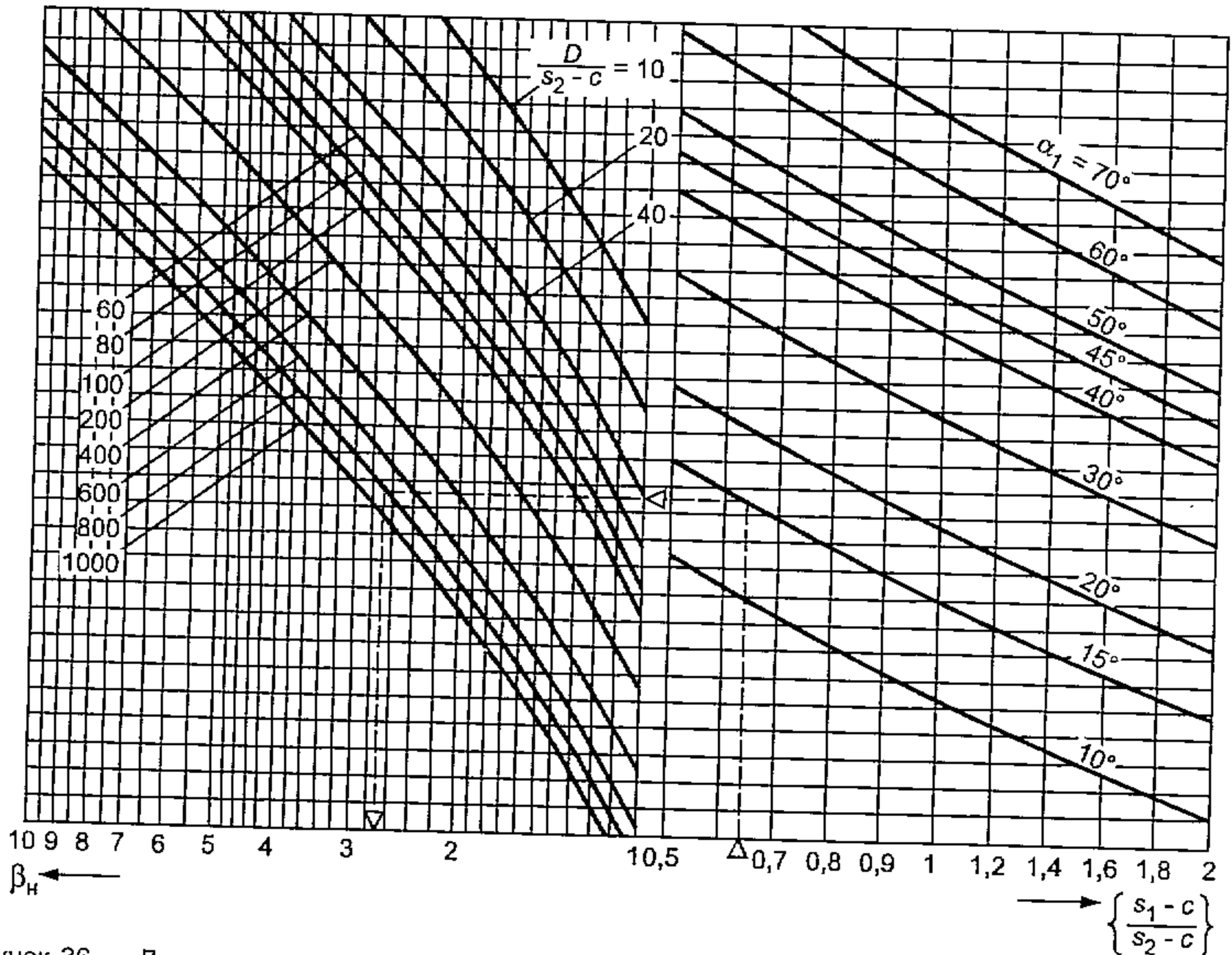


Рисунок 36 — Диаграмма для определения коэффициента β_n при выполнении поверочного расчета

8.3.7.3 Допускаемое внутреннее избыточное давление принимают как большее из значения

$$[p] = \varphi[\sigma] \left[\frac{(s' - c)}{0,3(D - r)} \frac{90^\circ}{\alpha_1} \right]^2 \tag{139}$$

и меньшего из значений $[p]$, определяемых по 8.3.1 при $s_k = s'$ и 8.3.5 при $s_T = s'$.

8.3.8 Пологое коническое днище с укрепляющим кольцом (см. рисунок 30б)

8.3.8.1 Формулы применимы для действия внутреннего избыточного давления при выполнении условий:

$$\alpha_1 > 70^\circ; s' = s_k.$$

8.3.8.2 Толщину стенки конического днища определяют по 8.3.1.1 при $D_k = D$.

8.3.8.3 Площадь поперечного сечения укрепляющего кольца определяют по 8.3.4.2, в котором при определении β следует принять $(s_1 - c) = 0$.

8.3.8.4 Допускаемое внутреннее избыточное давление определяют для конического днища по 8.3.1.2 при $D_k = D$ и для укрепляющего кольца по 8.3.4.3, в котором при определении β_2 следует принять $(s_1 - c) = 0$. Расчет применим при соблюдении требований 8.3.4.5.

8.3.9 Пологое коническое днище без тороидального перехода и без укрепляющего кольца

(см. рисунок 30в)

8.3.9.1 Формулы применимы для действия внутреннего избыточного давления при выполнении условия $\alpha_1 > 70^\circ$.

8.3.9.2 Толщину стенки принимают:

$$s' \geq \min \{ \max \{ s_k; s_1 \}; s_p' + c \}, \quad (140)$$

s_p' вычисляют по формуле (138) при $r = 0$;

s_k вычисляют по 8.3.1 при $D_k = D$;

s_1 вычисляют по 8.3.3.

8.3.9.3 Допускаемое внутреннее избыточное давление принимают как большее из значения $[p]$, определяемого по формуле (139) при $r = 0$, и меньшее из значений $[p]$, определяемых по 8.3.1 при $s_k = s'$ и $D_k = D$ и по 8.3.3.

8.3.10 Пологое коническое днище, нагруженное наружным давлением

8.3.10.1 Формулы применимы для действия наружного давления при условии:

$$\alpha_1 > 70^\circ.$$

8.3.10.2 Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (104), допускаемое давление в пределах пластичности по формуле (105) и допускаемое давление в пределах упругости вычисляют по формуле

$$[p]_E = \frac{4EK}{n_y} \left[\frac{(s' - c)}{D_k} \right]^2 \cos^2 \alpha_1, \quad (141)$$

где

$$K = \min \left\{ 0,36; \max \left\{ \frac{0,1\xi + 5}{\xi - 4}; 0,12 \right\} \right\}; \quad (142)$$

$$\xi = \frac{D_k}{2(s' - c) \cos \alpha_1}. \quad (143)$$

8.4 Конические обечайки, нагруженные осевыми усилиями**8.4.1 Гладкие конические обечайки, нагруженные осевой растягивающей силой**

8.4.1.1 Толщину стенки вычисляют по формуле

$$s_k \geq s_{k,p} + c, \quad (144)$$

где

$$s_{k,p} = \frac{F}{\pi D_1 \varphi_T [\sigma]} \frac{1}{\cos \alpha_1}. \quad (145)$$

8.4.1.2 Допускаемую растягивающую силу вычисляют по формуле

$$[F] = \pi D_1 (s_k - c) \varphi_T [\sigma] \cos \alpha_1. \quad (146)$$

8.4.2 Гладкие конические обечайки, нагруженные осевой сжимающей силой

8.4.2.1 Расчетные формулы применимы при условии

$$\alpha_1 \leq 70^\circ.$$

8.4.2.2 Допускаемую осевую сжимающую силу $[F]$ вычисляют по формуле

$$[F] = \min \left\{ \frac{[F]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_n}{[F]_E} \right)^2}}; \frac{D_1}{D_F} [F]_n \right\}, \quad (147)$$

где допускаемую осевую силу из условия прочности вычисляют по формуле

$$[F]_п = \pi D_F (s_k - c)[\sigma] \cos \alpha_1 \quad (148)$$

и допускаемую осевую силу из условия устойчивости в пределах упругости вычисляют по формуле

$$[F]_E = \frac{31,0 \cdot 10^{-5} E}{n_y} (D_F \cos \alpha_1)^2 \left[\frac{100(s_k - c)}{D_F} \right]^{2,5}, \quad (149)$$

где

$$D_F = \frac{0,9D + 0,1D_1}{\cos \alpha_1}, \quad (150)$$

8.4.3 Соединение обечаек без тороидального перехода (см. рисунок 25а)

8.4.3.1 Формулы применимы при выполнении условий 8.3.3.1.

8.4.3.2 Допускаемую осевую растягивающую или сжимающую силу $[F]$ из условия прочности переходной части вычисляют по формуле

$$[F] = \pi D \frac{(s_2 - c)[\sigma]_2 \varphi_T}{\beta_5}, \quad (151)$$

где

$$\beta_5 = \max \{1, 0; (2\beta + 1, 2)\}. \quad (152)$$

β вычисляют по формуле (114) или определяют по диаграмме, приведенной на рисунке 30.

8.4.4 Соединение конической и цилиндрической обечаек с укрепляющим кольцом (см. рисунок 25б).

8.4.4.1 Формулы применимы при выполнении условий 8.3.4.1.

8.4.4.2 Допускаемую осевую растягивающую или сжимающую силу $[F]$ из условия прочности переходной части вычисляют по формуле

$$[F] = \pi D \frac{(s_2 - c)[\sigma]_2 \varphi_T}{\beta_6}, \quad (153)$$

где

$$\beta_6 = \max \{1, 0; 2\beta_0\}. \quad (154)$$

Коэффициент β_0 определяют по формуле (122), в которой следует принять $B_3 = -0,35$.

8.4.4.3 Проверку сварного шва укрепляющего кольца выполняют по 8.3.4.5.

8.4.5 Соединение обечаек с тороидальным переходом (см. рисунок 26)

8.4.5.1 Формулы применимы при выполнении условий 8.3.5.1.

8.4.5.2 Допускаемую осевую растягивающую или сжимающую силу $[F]$ из условия прочности переходной части вычисляют по формуле

$$[F] = \pi D \frac{(s_T - c)[\sigma] \varphi_T}{\beta_7}, \quad (155)$$

где

$$\beta_7 = \max \{1, 0; \beta_T (2\beta + 1, 2)\}. \quad (156)$$

Коэффициенты β и β_T вычисляют по формулам (114) и (129) или определяют по диаграммам, приведенным на рисунках 32 и 33.

8.4.6 Соединение штуцера или внутреннего цилиндрического корпуса с конической обечайкой (см. рисунок 25в)

8.4.6.1 Формулы применимы при выполнении условия 8.3.6.1.

8.4.6.2 Допускаемую осевую растягивающую или сжимающую силу $[F]$ из условия прочности переходной части вычисляют по формуле

$$[F] = \pi D_1 \frac{(s_2 - c)[\sigma]_2 \varphi_T}{\beta_8}, \quad (157)$$

$$\beta_8 = \max \{1, 0; (2\beta_n - 1)\}. \quad (158)$$

где

β_n вычисляют по формулам (136) или (135) или определяют по диаграмме, приведенной на рисунке 36.

8.5 Конические обечайки, нагруженные изгибающим моментом

8.5.1 Допускаемый изгибающий момент вычисляют по формулам

- из условия прочности

$$[M] = \frac{D_p}{4} [F], \quad (159)$$

где $D_p = D_1$ для конического перехода (рисунок 27);

$[F]$ вычисляют по формуле (146).

- из условия устойчивости

$$[M] = \frac{[M]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_n}{[M]_E}\right)^2}}; \quad (160)$$

где

$$[M]_n = \frac{D_F}{4} [F]_n; \quad (161)$$

$$[M]_E = \frac{D_F}{3,5} [F]_E \quad (162)$$

и D_F вычисляют по формуле (150).

Допускаемые осевые силы $[F]_n$ и $[F]_E$ вычисляют по 8.4.2.2.

8.5.2 Соединения обечаек

8.5.2.1 Допускаемый изгибающий момент из условия прочности переходной части вычисляют по формуле

$$[M] = \frac{D}{4} [F], \quad (163)$$

где допускаемую осевую силу $[F]$ вычисляют по формулам (151), (153), (155) и (157). При вычислении $[F]$ по формуле (157) в формуле (163) следует принять D_1 вместо D .

8.6 Сочетания нагрузок

8.6.1 Условия применения формул

Если коническая обечайка нагружена давлением, осевой силой и изгибающим моментом и сумма эквивалентных давлений от этих нагрузок, вычисляемых по формулам:

$$p_F = \frac{4F}{\pi D_p^2}; \quad p_M = \frac{16F}{\pi D_p^3}, \quad (164)$$

составляет менее 10 % рабочего давления, то коническую обечайку рассчитывают только на действие давления. Такую проверку следует проводить как для гладкой конической обечайки, так и для ее торoidalных переходных частей у большего или меньшего основания, если они есть.

8.6.2 Расчет при совместном действии нагрузок

Если условие 8.6.1 не выполнено для гладкой обечайки или хоть одной из переходных частей, то производят расчет при совместном действии нагрузок по 8.6.2.1 и 8.6.2.2. При проверке прочности или устойчивости для совместного действия нагрузок в формулах (165) и (167) для расчетного наружного давления подставляют минус p , а для осевой сжимающей силы минус F . Изгибающий момент M всегда принимают со знаком плюс.

8.6.2.1 Гладкие конические обечайки

В случае совместного действия нагрузок необходимо проверять условия устойчивости по формуле

$$-\frac{p}{[p]} - \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1. \quad (165)$$

Кроме того, должна быть выполнена проверка прочности и устойчивости от отдельных нагрузок

$$|p| \leq [p]; |F| \leq [F]; M \leq [M]. \quad (166)$$

Допускаемые нагрузки $[p]$, $[F]$, $[M]$ определяют по 8.3.2.3, 8.4.2.2 и 8.5.1. Проверку проводят, если не выполнено условие 8.6.1 хотя бы для одного из расчетных диаметров конической обечайки.

При внутреннем давлении в формуле (165) следует принять $p = 0$.

5.6.2.2 Переходные части конических обечаек

Кроме проверки условий от отдельных нагрузок по формулам (166), необходимо проверить выполнение условия

$$\left| \frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} \right| + \frac{M}{[M]} \leq 1, \quad (167)$$

где $[p]$, $[F]$, $[M]$ — допускаемые нагрузки для переходной части обечайки. Проверку проводят, если не выполнено условие 8.6.1 при $D_p = D$.

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

ГО2

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, цилиндрические, конические обечайки, выпуклые, плоские днища и крышки

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.3—
2007

Сосуды и аппараты
НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ

**Укрепление отверстий в обечайках и днищах
при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет
на прочность обечаек и днищ при внешних
статических нагрузках на штуцер**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартиформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1	Область применения	1
2	Нормативные ссылки	1
3	Обозначения	1
4	Общие положения	3
5	Расчет укрепления отверстия при внутреннем и внешнем давлениях	4
5.1	Основные формулы расчета	4
5.2	Одиночные отверстия в сосудах и аппаратах	7
5.3	Учет взаимного влияния отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним давлением	8
5.4	Укрепление отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных наружным давлением	9
6	Расчет на прочность цилиндрических обечаек и сферических днищ при внешних статических нагрузках на штуцер	9
	Приложение А (обязательное) Рисунки, поясняющие текст стандарта и расчетные размеры	16

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation. Reinforcement of openings in shells and heads under internal and external pressure. Strength calculation of shells and heads under external static loads on the nozzle

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий в цилиндрических и конических обечайках, конических переходах, выпуклых днищах и крышках сосудов и аппаратов, применяемых в химической, нефтегазоперерабатывающей и смежных отраслях промышленности, работающих под действием внутреннего или наружного давления.

В стандарте приведен метод расчета на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцеры.

Настоящий стандарт применяется совместно с ГОСТ 52857.1 и ГОСТ Р 52857.2.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52630—2006 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия

ГОСТ Р 52857.1—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования

ГОСТ Р 52857.2—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

A — расчетная площадь вырезанного сечения, см. рисунок А.1 (приложение А), мм²;

A_1 — площадь укрепляющего сечения внешней части штуцера, мм²;

A_2 — площадь поперечного сечения накладного кольца, мм²;

A_3 — площадь укрепляющего сечения внутренней части штуцера, мм²;

- b — минимальное расстояние между наружными поверхностями двух соседних штуцеров, см. рисунки А.2 и А.3 (приложение А), измеряемое по поверхности укрепляемого элемента, мм;
- c — сумма прибавок к расчетной толщине стенки обечайки, перехода или днища, мм;
- c_s, c'_s, c''_s — сумма прибавок к расчетной толщине стенки штуцера, мм;
- $c_{s1}, c'_{s1}, c''_{s1}$ — прибавка на коррозию к расчетной толщине стенки штуцера, мм;
- D — внутренний диаметр цилиндрической обечайки или выпуклого днища, мм;
- D_k — внутренний диаметр конической обечайки (перехода или днища) по центру укрепляемого отверстия, см. рисунок А.4б (приложение А), мм;
- D_p, D'_p, D''_p — расчетные внутренние диаметры укрепляемого элемента, мм;
- D_c — средний диаметр обечайки у отверстия, мм;
- D_2 — наружный диаметр накладного кольца, мм;
- d, d', d'' — внутренние диаметры штуцеров, мм;
- d_o — наибольший расчетный диаметр отверстия, не требующего дополнительного укрепления, мм;
- d_{op} — расчетный диаметр, мм;
- d_1 — большая ось овального отверстия, мм;
- d_2 — малая ось овального отверстия, мм;
- d_p — расчетный диаметр отверстия, мм;
- d_c — средний диаметр штуцера, мм;
- e — расстояние от края штуцера до внешнего края днища, см. рисунок А.5а, б (приложение А), мм;
- F_z, F_x — осевая и поперечная силы, действующие на штуцер, Н;
- K_1, K_2, K_3 — коэффициенты;
- L_o — ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру, при отсутствии накладного кольца, см. рисунок А.1 (приложение А), мм;
- L_k — расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента, см. рисунок А.4 (приложение А), мм;
- L_2 — расчетная ширина зоны укрепления при использовании общего накладного кольца для двух отверстий, мм;
- l — исполнительная ширина торообразной вставки или вварного кольца, мм;
- l_p — расчетная ширина зоны укрепления в окрестности штуцера или торообразной вставки, мм;
- $l_1, l'_1, l''_1, l_3, l'_3, l''_3$ — исполнительная длина штуцеров, см. рисунки А.6 и А.7 (приложение А), мм;
- H — внутренняя высота эллиптической части днища, мм;
- $l_{1p}, l'_{1p}, l''_{1p}, l_{3p}, l'_{3p}, l''_{3p}$ — расчетные длины штуцеров, мм;
- l_2 — исполнительная ширина накладного кольца, мм;
- l_{2p} — расчетная ширина накладного кольца, мм;
- M_x, M_y, M_z — изгибающие и крутящие моменты, действующие на штуцер, Н·мм;
- p — расчетное давление в сосуде или аппарате, МПа;
- $[p]$ — допускаемое давление в элементах сосудов и аппаратов, МПа;
- $[p]_n$ — допускаемое давление в пределах пластичности, МПа;
- $[p]_E$ — допускаемое давление в пределах упругости, МПа;
- R — наибольший внутренний радиус выпуклого днища, мм;
- R_H — радиус кругового накладного кольца при совместимом укреплении отверстий, см. рисунок А.8 (приложение А), мм;
- R' — радиус несимметричного накладного кольца около отверстия диаметром d' , см. рисунок А.8 (приложение А), мм;
- R'' — радиус несимметричного накладного кольца около отверстия диаметром d'' , см. рисунок А.8 (приложение А), мм;
- R_c — средний радиус обечайки или днища у штуцера, мм;
- r — радиус отбортовки или торовой части торообразной вставки, см. рисунки А.9 и А.10а (приложение А), мм;
- s — исполнительная толщина стенки обечайки, перехода или днища, мм;
- s_p — расчетная толщина стенки обечайки, перехода или днища, мм;
- s_1, s'_1, s''_1 — исполнительные толщины стенок штуцеров, мм;
- $s_{1p}, s'_{1p}, s''_{1p}$ — расчетные толщины стенок штуцеров, мм;
- s_2, s'_2, s''_2 — исполнительные толщины накладных колец, мм;
- s_3, s'_3, s''_3 — исполнительные толщины внутренних частей штуцеров, мм;

- t — длина отверстия в окружном направлении, см. рисунки А.11б, з (приложение А), мм;
 V, V_1 — коэффициенты понижения прочности;
 x — расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси эллиптического днища, мм;
 α — половина угла при вершине конической обечайки, ...°;
 β — угол между линией, соединяющей центры двух взаимовлияющих, и образующей обечайки, см. рисунок А.3а (приложение А), ...°;
 γ — угол между осью наклонного штуцера и нормалью к поверхности цилиндрической или конической обечайки, а также выпуклого днища, см. рисунки А.11б и А.5а (приложение А), ...°;
 $\chi_1, \chi_2, \chi_3, \chi'_1, \chi'_2, \chi'_3, \chi''_1, \chi''_2, \chi''_3$ — отношения допускаемых напряжений;
 ρ — поправочный коэффициент;
 $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_1$ — допускаемое напряжение для материала внешней части штуцера при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_2$ — допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_3$ — допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера при расчетной температуре, МПа;
 $[\tau]$ — допускаемые напряжения из условия среза, МПа;
 φ — коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ;
 $\varphi, \varphi', \varphi''$ — коэффициент прочности продольного сварного соединения штуцера;
 ψ — угол между плоскостью, проходящей через продольный шов и ось штуцера, и плоскостью продольного осевого сечения обечайки, см. рисунок А.12 (приложение А), ...°;
 ψ', ψ'' — угол между плоскостью, проходящей через ось и продольный шов штуцера, и плоскостью, проходящей через линию, соединяющую центры отверстий, см. рисунок А.12 (приложение А), ...°;
 ω — угол между большой осью овального отверстия и плоскостью, проходящей через ось обечайки сосуда, см. рисунок А.13 (приложение А), ...°.

4 Общие положения

4.1 Изложенные в стандарте методы расчета основаны на теории предельного равновесия (предельных нагрузок). Теория предельного равновесия предполагает, что материал в условиях эксплуатации пластичен. Перечень таких сталей и минимальная температура применения, когда сталь сохраняет необходимые пластические свойства, приведены в ГОСТ Р 52630. Аналогичные данные приведены в нормативных документах на сосуды и аппараты из цветных металлов — алюминия, меди, титана, никеля и их сплавов.

В тех случаях, когда материал непластичный или по каким-либо другим параметрам и условиям эксплуатации не выполняются условия применения настоящего стандарта, то расчет следует проводить по ГОСТ Р 52857.9 либо по специальным методам расчета.

4.2 Пределы применения расчетных формул ограничиваются условиями, приведенными в таблице 1.

Таблица 1

Наименование параметра	Условие применения формул для расчета укрепления отверстий в			
	цилиндрических обечайках	конических обечайках, переходах или днищах (крышках)	эллиптических днищах (крышках)	сферических и торо-сферических днищах (крышках)
Отношение диаметров ¹⁾	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 1,0$	$\frac{d_p - 2c_s}{D_k} \leq 1,0$	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 0,6$	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 0,6$
Отношение толщины стенки обечайки или днища к диаметру	$\frac{s - c}{D} \leq 0,1$	$\frac{s - c}{D_k} \leq \frac{0,1}{\cos \alpha}$	$\frac{s - c}{D} \leq 0,1$	$\frac{s - c}{D} \leq 0,1$

¹⁾ При расчете на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер для цилиндрических и конических обечаек $d/D \leq 0,8$, для днищ и крышек — $d/D \leq 0,6$.

4.3 При установке наклонных штуцеров с круговым поперечным сечением на цилиндрических обечайках метод расчета укрепления отверстий применим, если угол γ (см. рисунок А.11б) не превышает 45° , а отношение осей овального отверстия d_1 и d_2 (см. рисунок А.11а) удовлетворяет условию

$$\frac{d_1}{d_2} \leq 1 + 2 \frac{\sqrt{D_p (s - c)}}{d_2}. \quad (1)$$

Эти ограничения не распространяются на тангенциальные штуцеры (см. рисунок А.11в), на наклонные штуцеры, ось которых лежит в плоскости поперечного сечения обечайки (см. рисунок А.11г). Для смещенных (нецентральных) штуцеров на эллиптических днищах угол γ (см. рисунок А.5) не должен превышать 60° .

4.4 Расстояние от края штуцера до края внешней поверхности сферического неотбортованного и торосферического днища, измеряемое по проекции образующей на плоскости основания днища, должно быть не менее $e \geq [0,10 (D + 2s); 0,09 (D + s)]$.

Малые отверстия, диаметр которых удовлетворяет условию

$$d_p \leq \max[(s - c); 0,2\sqrt{D_p (s - c)}], \quad (2)$$

допускается размещать в краевой зоне выпуклых днищ без специальных расчетных или экспериментальных обоснований.

При размещении отверстий в краевой зоне цилиндрических и конических обечаек необходим учет ограничений, указанных в 5.1.5.4.

В краевой зоне эллиптических и полусферических днищ допускается размещение отверстий без ограничений.

4.5 Расчет на прочность при внешних статических нагрузках применим для штуцеров, нормально расположенных к поверхности обечаек или днищ.

5 Расчет укрепления отверстия при внутреннем и внешнем давлениях

5.1 Основные формулы расчета

5.1.1 Расчетные диаметры

Диаметры укрепляемых элементов вычисляются по формулам:

- для цилиндрической обечайки

$$D_p = D; \quad (3)$$

- для конической обечайки, перехода или днища

$$D_p = \frac{D_k}{\cos \alpha}; \quad (4)$$

- для эллиптических днищ

$$D_p = \frac{D^2}{2H} \sqrt{1 - 4 \frac{(D^2 - 4H^2)}{D^4} x^2}; \quad (5)$$

- для эллиптических днищ при $H = 0,25 D$

$$D_p = 2D \sqrt{1 - 3 \left(\frac{x}{D}\right)^2}; \quad (6)$$

- для сферических днищ, а также торосферических днищ вне зоны отбортовки

$$D_p = 2R, \quad (7)$$

где R — для торосферических днищ определяют по ГОСТ Р 52857.2.

5.1.1.1 Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки, перехода или днища при наличии штуцера с круглым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия [см. рисунок А.4, А.5б, А.6 (приложение А)] или кругового отверстия без штуцера, вычисляют по формуле

$$d_p = d + 2c_s. \quad (8)$$

Расчетный диаметр отверстия для штуцера, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения цилиндрической или конической обечайки [см. рисунок А.11в, г (приложение А)], вычисляют по формуле

$$d_p = \max \{d; 0,5f\} + 2c_s. \quad (9)$$

Расчетный диаметр отверстия для смещенного штуцера на эллиптическом днище [см. рисунок А.5а (приложение А)] вычисляют по формуле

$$d_p = \frac{d + 2c_s}{\sqrt{1 - \left(\frac{2x}{D_p}\right)^2}}. \quad (10)$$

5.1.1.2 При наличии наклонного штуцера с круглым поперечным сечением, когда большая ось овального отверстия с образующей обечайки составляет угол ω [см. рисунок А.11а (приложение А)], расчетный диаметр отверстия вычисляют по формуле

$$d_p = (d + 2c_s) (1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos^2 \omega). \quad (11)$$

Для цилиндрических и конических обечаек, когда ось штуцера [см. рисунок А.11б (приложение А)] лежит в плоскости продольного сечения обечайки ($\omega = 0$), и для всех отверстий в сферических и тороосферических днищах расчетный диаметр вычисляют по формуле

$$d_p = \frac{d + 2c_s}{\cos^2 \gamma}. \quad (12)$$

Расчетный диаметр овального отверстия для перпендикулярно расположенного штуцера к поверхности обечайки вычисляют по формуле

$$d_p = (d_2 + 2c_s) \left[\sin^2 \omega + \frac{(d_1 + 2c_s)(d_1 + d_2 + 4c_s)}{2(d_2 + 2c_s)^2} \cos^2 \omega \right]. \quad (13)$$

Для выпуклых днищ $\omega = 0$.

Расчетный диаметр отверстия для штуцера с круглым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности обечайки в центре отверстия, при наличии отбортовки или торообразной вставки вычисляют по формуле

$$d_p = d + 1,5(r - s_p) + 2c_s. \quad (14)$$

5.1.2 Коэффициент прочности сварных соединений

Если ось сварного шва обечайки (днища) удалена от наружной поверхности штуцера на расстояние более чем три толщины укрепляемого элемента $3s$ [см. рисунок А.4 (приложение А)], то коэффициент прочности этого сварного соединения при расчете укрепления отверстий следует принимать $\varphi = 1$. В исключительных случаях, когда сварной шов пересекает отверстие или удален от наружной поверхности штуцера на расстояние менее $3s$, принимают $\varphi \leq 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

Если плоскость, проходящая через продольный шов вальцованного штуцера и ось этого штуцера, образует угол ψ не менее 60° с плоскостью продольного осевого сечения цилиндрической или конической обечайки [см. рисунок А.12 (приложение А)], то принимают $\varphi_1 = 1$. В остальных случаях $\varphi_1 \leq 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

5.1.3 Расчет толщины стенок

5.1.3.1 Расчетные толщины стенок укрепляемых элементов определяют в соответствии с ГОСТ Р 52857.2. Для эллиптических днищ, работающих под внутренним давлением, расчетную толщину стенки s_p вычисляют по формуле

$$s_p = \frac{\rho D_p}{4\varphi[\sigma] - \rho}, \quad (15)$$

где коэффициент φ определяют по 5.1.2.

5.1.3.2 Расчетную толщину стенки штуцера, нагруженного как внутренним, так и наружным давлением, вычисляют по формуле

$$s_{1p} = \frac{\rho(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - \rho}, \quad (16)$$

где коэффициент φ_1 определяют по 5.1.2.

Для овального штуцера в этой формуле $d = d_1$.

5.1.4 Расчетные длины штуцеров

Расчетные длины внешней и внутренней частей круглого штуцера, участвующие в укреплении отверстий и учитываемые при расчете [см. рисунок А.6 (приложение А)], вычисляют по формулам:

$$l_{1p} = \min \left\{ l_1; 125 \sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)} \right\}, \quad (17)$$

$$l_{3p} = \min \left\{ l_3; 0,5 \sqrt{(d + 2c_s)(s_3 - c_s - c_{s1})} \right\}. \quad (18)$$

Для овального штуцера [см. рисунок А.13 (приложение А)] в этих формулах $d = d_2$.

В случае проходящего штуцера [см. рисунок А.7 (приложение А)] $s_3 = s_1$.

5.1.5 Расчетная ширина

5.1.5.1 Ширину зоны укрепления в обечайках, переходах и днищах вычисляют по формуле

$$L_o = \sqrt{D_p(s - c)}. \quad (19)$$

5.1.5.2 Расчетную ширину зоны укрепления в стенке обечайки, перехода или днища в окрестности штуцера при наличии торообразной вставки или вварного кольца [см. рисунок А.10 (приложение А)] вычисляют по формуле

$$l_p = \min \{l; L_o\}. \quad (20)$$

В случае отбортовки [см. рисунок А.9 (приложение А)], а также при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца

$$l_p = L_o. \quad (21)$$

5.1.5.3 Расчетную ширину накладного кольца вычисляют по формуле

$$l_{2p} = \min \left\{ l_2; \sqrt{D_p(s_2 + s - c)} \right\}. \quad (22)$$

5.1.5.4 Для отверстий, удаленных от других конструктивных элементов на расстояние $L_k < L_o$ [см. рисунок А.4 (приложение А)], расчетную ширину l_p , l_{2p} определяют следующим образом:

- для зоны соединения обечайки с кольцом жесткости, плоским днищем, трубной решеткой [см. рисунок А.4а (приложение А)] — по формулам (20) или (21) и (22);

- для зоны соединения конической обечайки с другой обечайкой и обечайки с коническим или выпуклым днищем [см. рисунок А.4б (приложение А)], а также с фланцем или седловой опорой сосуда по формулам:

$$l_p = L_k; l_{2p} = \min \{l_2; L_k\}. \quad (23)$$

5.1.6 Отношения допускаемых напряжений:

- для внешней части штуцера

$$\chi_1 = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]} \right\};$$

- для накладного кольца

$$\chi_2 = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\};$$

- для внутренней части штуцера

$$\chi_3 = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]} \right\}.$$

5.1.7 Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления

Расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления, вычисляют по формуле

$$d_{op} = 0,4 \sqrt{D_p (s - c)}. \quad (24)$$

5.2 Одиночные отверстия в сосудах и аппаратах

Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияния, что имеет место, когда расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров [см. рисунок А.2 (приложение А)] удовлетворяет условию

$$b \geq \sqrt{D'_p (s - c)} + \sqrt{D''_p (s - c)}. \quad (25)$$

5.2.1 Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления, для сосудов под внутренним избыточным давлением

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда, вычисляют по формуле

$$d_o = 2 \left(\frac{s - c}{s_p} - 0,8 \right) \sqrt{D_p (s - c)}. \quad (26)$$

Если расчетный диаметр одиночного отверстия удовлетворяет условию

$$d_p \leq d_o, \quad (27)$$

то дальнейших расчетов укрепления отверстий не требуется.

В случае невыполнения условия (27) расчет укрепления проводят по 5.2.2 и 5.2.3.

5.2.2 Условие укрепления одиночных отверстий

5.2.2.1 В случае укрепления отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера либо накладным кольцом, либо торообразной вставкой или отбортовкой должно выполняться условие

$$l_{1p} (s_1 - s_{1p} - c_s) \chi_1 + l_{2p} s_2 \chi_2 + l_{3p} (s_3 - c_s - c_{s1}) \chi_3 + l_p (s - s_p - c) \geq 0,5 (d_p - d_{op}) s_p. \quad (28)$$

5.2.2.2 При укреплении отверстия штуцером произвольной формы [см. рисунок А.1 (приложение А)] условие укрепления выражается в общем виде

$$A_1 + A_3 \geq A = 0,5 (d_p - d_{op}) s_p. \quad (29)$$

Здесь площади A_1 и A_3 определяются без учета прибавок c , c_s и расчетных толщин стенок штуцера s_{1p} и сосуда s_p .

Длины штуцера, учитываемые при определении площадей A_1 и A_3 , вычисляют: l_{1p} по формуле (17), l_{3p} по формуле (18).

5.2.2.3 Расчет укрепления отверстия с помощью накладного кольца при необходимости определения площади этого кольца проводят по формуле

$$A_2 \geq \frac{1}{\chi_2} \left\{ 0,5(d_p - d_{op})s_p - l_p(s - s_p - c) - l_{1p}(s_1 - s_{1p} - c_s)\chi_1 - l_{3p}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3 \right\}, \quad (30)$$

где $A_2 = l_{2p}s_2$ — площадь накладного кольца.

Если $s_2 > 2s$, то накладные кольца рекомендуется устанавливать снаружи и изнутри сосуда или аппарата, причем толщина наружного кольца принимается $0,5s_2$, внутреннего — $0,5s_2 + c$.

5.2.3 Допускаемое внутреннее избыточное давление

Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_p + (s - c)V} V, \quad (31)$$

где $K_1 = 1$ — для цилиндрических и конических обечаяек;

$K_1 = 2$ — для выпуклых днищ.

$$V = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l_{1p}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2p}s_2\chi_2 + l_{3p}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_p(s - c)}}{1 + 0,5 \frac{d_p - d_{op}}{l_p} + K_1 \frac{d + 2c_s}{D_p} \frac{\varphi}{\varphi_1} \frac{l_{1p}}{l_p}} \right\}. \quad (32)$$

Для овального штуцера в этой формуле $d = d_1$.

5.3 Учет взаимного влияния отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним давлением

Если не выполнено условие (25), то расчет таких взаимовлияющих отверстий [см. рисунки А.2 и А.3 (приложение А)] выполняется следующим образом: вначале рассчитывают укрепления для каждого из этих отверстий отдельно в соответствии с 5.2, затем проверяется достаточность укрепления перемычки между отверстиями, для чего вычисляют допускаемое давление для перемычки по формуле

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{0,5(D_p' + D_p'') + (s - c)V} V, \quad (33)$$

$$\text{где } V = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l_{1p}'(s_1' - c_s')\chi_1' + l_{2p}'s_2'\chi_2' + l_{3p}'(s_3' - c_s' - c_{s1}')\chi_3' + l_{1p}''(s_1'' - c_s'')\chi_1'' + l_{2p}''s_2''\chi_2'' + l_{3p}''(s_3'' - c_s'' - c_{s1}'')\chi_3''}{b(s - c)}}{K_3 \left(0,8 + \frac{d_p' + d_p''}{2b} \right) + K_1 \left(\frac{d' + 2c_s'}{D_p'} \frac{\varphi'}{\varphi_1'} \frac{l_{1p}'}{b} + \frac{d'' + 2c_s''}{D_p''} \frac{\varphi''}{\varphi_1''} \frac{l_{1p}''}{b} \right)} \right\}. \quad (34)$$

При совместном укреплении двух взаимовлияющих отверстий общим накладным кольцом [см. рисунок А.8 (приложение А)] коэффициент понижения прочности вычисляют по формуле

$$V = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l_{1p}'(s_1' - c_s')\chi_1' + l_{1p}''(s_1'' - c_s'')\chi_1'' + L_2 s_2 \chi_2 + l_{3p}'(s_3' - c_s' - c_{s1}')\chi_3' + l_{3p}''(s_3'' - c_s'' - c_{s1}'')\chi_3''}{b(s - c)}}{K_3 \left(0,8 + \frac{d_p' + d_p''}{2b} \right) + K_1 \left(\frac{d' + 2c_s'}{D_p'} \frac{\varphi}{\varphi_1'} \frac{l_{1p}'}{b} + \frac{d'' + 2c_s''}{D_p''} \frac{\varphi}{\varphi_1''} \frac{l_{1p}''}{b} \right)} \right\}, \quad (35)$$

где $L_2 = \min \{ b; l_{2p}' + l_{2p}'' \}$.

Для овального штуцера в формулах (34) и (35) $d' = d_1'$ и $d'' = d_1''$.

Если ось сварного шва обечайки (днища) удалена от наружных поверхностей обоих штуцеров более чем на три толщины стенки укрепляемого элемента ($3s$) и не пересекает перемычку, то коэффициент прочности этого сварного шва в формулах (33), (34) и (35) следует принимать $\varphi = 1$. В остальных случаях $\varphi \leq 1$ в зависимости от вида и качества этого сварного шва.

Коэффициенты прочности продольных сварных швов штуцеров $\varphi_1' = 1$ и $\varphi_1'' = 1$, если соответствующие сварные швы составляют на окружности штуцеров с линией, соединяющей центры отверстий [см. рисунок А.12 (приложение А)], центральные углы ψ' и ψ'' не менее 60° .

В остальных случаях $\varphi_1' \leq 1$ и $\varphi_1'' \leq 1$ в зависимости от вида и качества соответствующего сварного шва. Коэффициент K_3 для цилиндрических и конических обечаек вычисляют по формуле

$$K_3 = \frac{1 + \cos^2 \beta}{2}. \quad (36)$$

Угол β определяется в соответствии с рисунком А.3, приложение А.

Для выпуклых днищ $K_3 = 1$.

При укреплении двух близко расположенных отверстий другими способами нужно, чтобы половина площади, необходимой для укрепления в продольном сечении (см. рисунок А.2, приложение А), размещалась между этими отверстиями.

Для ряда отверстий [см. рисунок А.14 (приложение А)] коэффициент понижения прочности вычисляют по формуле

$$V = \min \left\{ 1; \frac{2b_1 + 4l_{1p} \left(\frac{s_1 - c_s}{s - c} \right) \chi_1}{(1 + \cos^2 \beta_1) (0,8b_1 + d + 2c_s) + 4l_{1p} \frac{(d + 2c_s)}{D_p}}; \frac{2b_2 + 4l_{1p} \left(\frac{s_1 - c_s}{s - c} \right) \chi_1}{(1 + \cos^2 \beta_2) (0,8b_2 + d + 2c_s) + 4l_{1p} \frac{(d + 2c_s)}{D_p}} \right\}. \quad (37)$$

Расчет по 5.3. не применим, если имеются взаимовлияющие отверстия и одно из них выполнено в соответствии с рисунком А.10, приложение А.

5.4 Укрепление отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных наружным давлением

Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_n}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (38)$$

где $[p]_n$ — допускаемое наружное давление в пределах пластичности, определяемое по формуле (31) как допускаемое внутреннее избыточное давление для сосуда или аппарата с отверстием при $\varphi = 1,0$;

$[p]_E$ — допускаемое наружное давление в пределах упругости, определяемое по ГОСТ Р 52857.2 — для соответствующих обечайки и днища без отверстий.

При наличии взаимного влияния отверстий $[p]_n$ определяется аналогично $[p]$ по 5.3 для каждого отверстия в отдельности и для перемычки, а затем из полученных значений принимается меньшее.

Для обечаек или днищ с кольцами жесткости расчет проводят отдельно для каждого участка с отверстиями между соседними кольцами.

6 Расчет на прочность цилиндрических обечаек и сферических днищ при внешних статических нагрузках на штуцер [см. рисунок А.15 (приложение А)]

6.1 Цилиндрическая обечайка

6.1.1 Условия применения расчетных формул

Расчетные формулы применимы при выполнении следующих условий:

а) $0,001 \leq s / D_c \leq 0,1$;

б) $\lambda_c = \frac{d_c}{\sqrt{D_c \cdot s_3}} \leq 10$,

где s_3 — эквивалентная толщина обечайки и накладного кольца;

в) расстояние от края штуцера до любого другого конструктивного элемента, где возможна концентрация напряжений, должно быть не менее $\sqrt{R_c s_3}$;

г) исполнительная толщина штуцера s_1 должна быть на длине не менее $\sqrt{d_c s_1}$.

6.1.2 Определение эквивалентной толщины стенки обечайки около штуцера

Эквивалентную толщину обечайки около штуцера вычисляют по формулам:

а) если накладного кольца нет, то $s_3 = s$;

б) если установлено накладное кольцо, то при $l_2 \geq \sqrt{R_c(s + s_2)}$

$$s_3 = s + s_2 \chi_2, \text{ если } l_2 < \sqrt{R_c(s + s_2)}, \text{ то } s_3 = s + \min \left(s_2 \frac{l_2}{\sqrt{D_c(s + s_2)}}; s_2 \right) \chi_2.$$

6.1.3 Определение допускаемых нагрузок

Допустимые значения давления, осевой нагрузки и изгибающих моментов определяются независимо друг от друга. Для оценки прочности узла врезки штуцера при совместном действии нагрузок используется выпуклая кривая предельного состояния.

6.1.3.1 Допускаемое давление для одиночного отверстия определяется по 5.2.3.

6.1.3.2 Допускаемое осевое усилие на штуцер $[F_z]$ при отсутствии накладного кольца вычисляют по формуле

$$[F_z] = [\sigma] (s - c)^2 \max [C_1; 1, 81]. \quad (39)$$

C_1 определяют по графику, приведенному на рисунке А.16 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$C_1 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4. \quad (40)$$

Параметр λ_c определяют при $s_3 = (s - c)$.

Коэффициенты $a_0 - a_4$ приведены в таблице 2.

6.1.3.3 Допускаемое осевое усилие на штуцер при наличии накладного кольца (при $s_1 / s_3 \geq 0,5$) равно:

$$[F_z] = \min \{ [F_{z1}]; [F_{z2}] \}, \quad (41)$$

где допускаемое осевое усилие $[F_{z1}]$ из условия прочности в месте пересечения штуцера с обечайкой

$$[F_{z1}] = [\sigma] (s + \chi_2 s_2 - c)^2 \max [C_1; 1, 81]. \quad (42)$$

λ_c вычисляют при s_3 , определяемой по 6.1.2.

Допускаемое осевое усилие $[F_{z2}]$ из условия прочности у внешней кромки накладного кольца при $s_1 / s_3 \geq 0,5$ вычисляют по формуле

$$[F_{z2}] = [\sigma] (s - c)^2 \max [C_1; 1, 81]. \quad (43)$$

λ_c определяют при $d_c = D_2$ и $s_3 = s - c$.

C_1 определяют по графику, приведенному на рисунке А.16 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$C_1 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4. \quad (44)$$

$a_0 - a_4$ приведены в таблице 2.

6.1.3.4 Допускаемый изгибающий момент $[M_x]$, действующий на штуцер в плоскости, перпендикулярной к оси сосуда, при отсутствии накладного кольца вычисляют по формуле

$$[M_x] = [\sigma] (s - c)^2 \frac{d_c}{4} \max [C_2; 4, 9]. \quad (45)$$

C_2 определяют по графику, приведенному на рисунке А.17 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$C_2 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4. \quad (46)$$

λ_c определяют при $s_3 = s - c$.

Коэффициенты $a_0 - a_4$ приведены в таблице 3.

6.1.3.5 Допускаемый изгибающий момент $[M_x]$ при наличии накладного кольца ($s_1 / s_3 \geq 0,5$) вычисляют по формуле

$$[M_x] = \min \{ [M_{x1}]; [M_{x2}] \}. \quad (47)$$

Допускаемый изгибающий момент $[M_{x1}]$ из условия прочности в месте пересечения штуцера с обечайкой вычисляют по формуле

$$[M_{x1}] = [\sigma] (s + \chi_2 s_2 - c)^2 \frac{d_c}{4} \max [C_2; 4,9]. \quad (48)$$

λ_c вычисляют при s_3 , определяемой по 6.1.2.

Допускаемый изгибающий момент $[M_{x2}]$ из условия прочности у внешней кромки накладного кольца (при $s_1 / s_3 \geq 0,5$) вычисляют по формуле

$$[M_{x2}] = [\sigma] (s - c)^2 \frac{d_c}{4} \max [C_2; 4,9]. \quad (49)$$

λ_c вычисляют при $s_3 = s - c$ и $d_c = D_2$.

C_2 определяют по графику, приведенному на рисунке А.17 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$C_2 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4. \quad (50)$$

$a_0 - a_4$ приведены в таблице 3.

6.1.3.6 Допускаемый изгибающий момент $[M_y]$, действующий на штуцер в плоскости, совпадающей с осью сосуда, при отсутствии накладного кольца вычисляют по формуле

$$[M_y] = [\sigma] (s - c)^2 \frac{d_c}{4} \max [C_3; 4,9]. \quad (51)$$

C_3 определяют по графику, приведенному на рисунке А.18 (приложение А), в зависимости от λ_c или вычисляют по формуле:

$$C_3 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4. \quad (52)$$

λ_c вычисляют при $s_3 = s - c$.

$a_0 - a_4$ приведены в таблице 4.

Если отношение s_1 / s_3 находится между 0,2 и 0,5, то коэффициент C_3 определяют с помощью линейной интерполяции.

6.1.3.7 Допускаемый изгибающий момент $[M_y]$ при наличии накладного кольца (при $s_1 / s_3 \geq 0,5$) равен:

$$[M_y] = \min \{ [M_{y1}]; [M_{y2}] \}. \quad (53)$$

Допускаемый изгибающий момент $[M_{y1}]$ из условия прочности в месте пересечения штуцера с обечайкой вычисляют по формуле

$$[M_{y1}] = [\sigma] (s + \chi_2 s_2 - c)^2 \frac{d_c}{4} \max [C_3; 4,9]. \quad (54)$$

C_3 определяют по графику, приведенному на рисунке А.18 (приложение А), в зависимости от λ_c или вычисляют по формуле

$$C_3 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4. \quad (55)$$

λ_c определяют при $s_3 = s + \chi_2 s_2 - c$.

$a_0 - a_4$ приведены в таблице 4.

Допускаемый изгибающий момент $[M_{y2}]$ из условия прочности у внешней кромки накладного кольца вычисляют по формуле

$$[M_{y2}] = [\sigma](s - c)^2 \frac{d_c}{4} \max[C_3; 4,9]. \quad (56)$$

C_3 определяют по графику, приведенному на рисунке А.18 (приложение А), в зависимости от λ_c или вычисляют по формуле

$$C_3 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4. \quad (57)$$

λ_c определяется при $d_c = D_2$ и $s_3 = s - c$.

$a_0 - a_4$ приведены в таблице 4.

Если отношение толщин s_1 / s_3 находится между 0,2 и 0,5, то коэффициент C_3 на рисунке А.18 (приложение А) определяют при помощи линейной интерполяции.

6.1.4 Совместное действие нагрузок

Предварительно проверяют выполнение условий прочности для каждой нагрузки в отдельности:

$$\Phi_p = \left| \frac{p}{[p]} \right| \leq 1; \quad (58)$$

$$\Phi_z = \left| \frac{F_z}{[F_z]} \right| \leq 1; \quad (59)$$

$$\Phi_b = \sqrt{\left(\frac{M_x}{[M_x]} \right)^2 + \left(\frac{M_y}{[M_y]} \right)^2} \leq 1. \quad (60)$$

Кроме того, определяют выполнение условий прочности при совместном действии нагрузок

$$\sqrt{\left[\max \left(\left| \frac{\Phi_p}{C_4} + \Phi_z \right|; \left| \Phi_z \right|; \left| \frac{\Phi_p}{C_4} - 0,2 \Phi_z \right| \right) \right]^2 + \Phi_b^2} \leq 1,0. \quad (61)$$

C_4 принимают равным 1,1, если нагрузка определялась с учетом стесненности температурных деформаций. В остальных случаях $C_4 = 1$.

Φ_z определяют с учетом направления осевой нагрузки. Если осевая нагрузка направлена наружу от стенки, то Φ_z следует принимать со знаком плюс. Если Φ_z направлена в противоположном направлении, то в формуле (61) Φ_z следует принимать со знаком минус.

6.1.5 Проверка прочности штуцера

Максимальные продольные растягивающие напряжения в штуцере должны удовлетворять условию:

$$\frac{p(d + s_1)}{4(s_1 - c_s)} + \frac{4\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{\pi(d + s_1)^2(s_1 - c_s)} + \frac{F_z}{\pi(d + s_1)(s_1 - c_s)} \leq [\sigma]_1. \quad (62)$$

F_z следует принять равным нулю, если она создает сжимающее напряжение.

Кроме расчета на прочность, проводят расчет на устойчивость штуцера по формуле

$$\frac{p}{[p]} + \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{[M]} + \frac{|F_z|}{[F]} \leq 1, \quad (63)$$

где $[M]$ и $[F]$ — допускаемые изгибающий момент и сжимающая продольная сила соответственно; $[p]$ — допускаемое внешнее давление из условия устойчивости.

$[M]$, $[F]$ и $[p]$ определяют по ГОСТ Р 52857.2 для обечайки штуцера.

Если F_z растягивающая продольная сила, а p — внутреннее избыточное давление, то в формуле 63) F_z и p надо принять равной нулю.

Таблица 2

s_1 / s_3	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
—	0,60072181	0,95196257	0,0051957881	-0,001406381	0

Таблица 3

s_1 / s_3	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
—	4,526315	0,064021889	0,15887638	-0,021419298	0,0010350407

Таблица 4

s_1 / s_3	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
$\leq 0,2$	4,8844124	-0,071389214	0,79991259	-0,024155709	0
$\geq 0,5$	6,3178075	-3,6618209	4,5145391	-0,83094839	0,050698494

6.2 Сферическое днище ¹⁾

6.2.1 Условие применения расчетных формул

Формулы применимы при выполнении следующих условий:

а) $0,001 \leq s / R_c \leq 0,1$.

Нижний предел тонкостенности $\frac{s}{R_c} < 0,001$ следует выполнять, если толщина стенки днища не превышает половины толщины стенки обечайки.

б) $\lambda_s = \frac{d_c}{\sqrt{R_c s_3}} \leq 10$,

где s_3 — эквивалентная толщина днища и накладного кольца;

в) расстояние от края штуцера до любого другого конструктивного элемента, где возможна концентрация напряжений, не меньше, чем $\sqrt{R_c s_3}$;

г) исполнительная толщина штуцера s_1 должна быть на длине не менее $\sqrt{d s_1}$.

6.2.2 Определение эквивалентной толщины стенки обечайки около штуцера

Эквивалентную толщину обечайки около штуцера вычисляют по формулам:

а) если накладного кольца нет, то $s_3 = s$;

б) если установлено накладное кольцо, то при $l \geq \sqrt{R_c (s + s_2)}$ $s_3 = s + s_2 \chi_2$, если $l < \sqrt{R_c (s + s_2)}$,

то $s_3 = s + \min(s_2 \frac{l}{\sqrt{D_c (s + s_2)}}; s_2) \chi_2$.

6.2.3 Определение допускаемых нагрузок

Допускаемые значения давления, осевой нагрузки и изгибающих моментов определяют независимо друг от друга. Для оценки прочности узла врезки штуцера при совместном действии нагрузок используется линейное суммирование повреждений.

6.2.3.1 Вспомогательные параметры

$$\lambda_s = \frac{d_c}{\sqrt{R_c s_3}}; \quad K_4 = \min\left(\frac{2[\sigma]_1 (s_1 - c_1)}{[\sigma] s_3} \sqrt{\frac{s_1 - c_1}{d_c}}; 1\right).$$

¹⁾ Расчет может быть применен для эллиптического днища, если расстояние от наружной кромки штуцера, измеренное по хорде, не более 0,4 наружного диаметра днища. Средний радиус днища R_c принимается равным радиусу в вершине эллиптического днища.

6.2.3.2 Допускаемое давление для одиночного отверстия определяют по 5.2.3.

6.2.3.3 Допускаемое осевое усилие на штуцер $[F_z]$ при отсутствии накладного кольца определяют по графику, приведенному на рисунке А.19 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$[F_z] = [\sigma](s - c)^2 (1,82 + 2,4 \sqrt{1 + K_4} \lambda_s + 0,91K_4 \lambda_s^2), \quad (64)$$

где λ_s и K_4 вычисляют при $s_3 = s - c$.

6.2.3.4 Допускаемое осевое усилие на штуцер $[F_z]$ при наличии накладного кольца

$$[F_z] = \min \{[F_{z1}]; [F_{z2}]\}, \quad (65)$$

где допускаемое осевое усилие $[F_{z1}]$ из условия прочности в месте пересечения штуцера с оболочкой определяют по графику, приведенному на рисунке А.19 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$[F_{z1}] = [\sigma](s + \chi_2 s_2 - c)^2 (1,82 + 2,4 \sqrt{1 + K_4} \lambda_s + 0,91K_4 \lambda_s^2); \quad (66)$$

λ_s и K_4 вычисляют при $s_3 = s + \chi_2 s_2 - c$, определяемой по 6.2.2.

Допускаемое осевое усилие из условия прочности у внешней кромки накладного кольца вычисляют по формуле

$$[F_{z2}] = [\sigma](s - c)^2 (1,82 + 2,4 \sqrt{1 + K_4} \lambda_s + 0,91K_4 \lambda_s^2), \quad (67)$$

где λ_s вычисляют при $s_3 = s - c$ и $d_c = D_2$, а параметр $K_4 = 1$.

6.2.3.5 Допускаемый изгибающий момент $[M_b]$ при отсутствии накладного кольца определяют по графику, приведенному на рисунке А.20 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$[M_b] = [\sigma](s - c)^2 \frac{d_c}{4} (4,9 + 2,0 \sqrt{1 + K_4} \lambda_s + 0,91K_4 \lambda_s^2), \quad (68)$$

где λ_s и K_4 вычисляют при $s_3 = s - c$.

6.2.3.6 Допускаемый изгибающий момент $[M_b]$ при наличии накладного кольца вычисляют по формуле

$$[M_b] = \min \{[M_{b1}]; [M_{b2}]\}, \quad (69)$$

где $[M_{b1}]$, допускаемый изгибающий момент из условия прочности в месте пересечения штуцера с днищем, определяют по графику, приведенному на рисунке А.20 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$[M_{b1}] = [\sigma](s + \chi_2 s_2 - c)^2 \frac{d_c}{4} (4,9 + 2,0 \sqrt{1 + K_4} \lambda_s + 0,91K_4 \lambda_s^2). \quad (70)$$

λ_s и K_4 вычисляют при s_3 , определяемой по 6.2.2.

Допускаемый изгибающий момент $[M_{b2}]$ из условия прочности у внешней кромки накладного кольца определяют по графику, приведенному на рисунке А.20 (приложение А), или вычисляют по формуле

$$[M_{b2}] = [\sigma](s - c)^2 \frac{d_c}{4} (4,9 + 2,0 \sqrt{1 + K_4} \lambda_s + 0,91K_4 \lambda_s^2). \quad (71)$$

λ_s вычисляют при $s_3 = s - c$ и $d_c = D_2$, а параметр $K_4 = 1,0$.

6.2.4 Совместное действие нагрузок

Предварительно проверяют условие прочности для каждой нагрузки в отдельности:

$$\Phi_p = \left| \frac{p}{[p]} \right| \leq 1; \quad (72)$$

$$\Phi_z = \left| \frac{F_z}{[F_z]} \right| \leq 1; \quad (73)$$

$$\Phi_b = \left| \frac{M_b}{[M_b]} \right| \leq 1. \quad (74)$$

Кроме того, определяют выполнение условий прочности при совместном действии нагрузок

$$\max (|\Phi_p + \Phi_z|; |\Phi_z|; |\Phi_p - 0,2\Phi_z|) + |\Phi_b| \leq 1,0. \quad (75)$$

6.2.5 Проверка прочности штуцера

Максимальные продольные растягивающие напряжения в штуцере должны удовлетворять условию

$$\frac{p(d + s_1)}{4(s_1 - c_s)} + \frac{4M_b}{\pi(d + s_1)^2(s_1 - c_s)} + \frac{F_z}{\pi(d + s_1)(s_1 - c_s)} \leq [\sigma]_1. \quad (76)$$

Если F_z создает сжимающее напряжение, то F_z следует принять равной нулю. Устойчивость штуцера при $p = 0$ должна быть проверена по формуле

$$\frac{M_b}{[M]} + \frac{|F_z|}{[F]} \leq 1. \quad (77)$$

Если F_z растягивающая продольная сила, а p — внутреннее избыточное давление, то в формуле (77) F_z и p надо принять равными нулю.

$[M]$ и $[F]$ — допускаемые изгибающий момент и сжимающая продольная сила соответственно, определяемые из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2.

Приложение А
(обязательное)

Рисунки, поясняющие текст стандарта и расчетные размеры

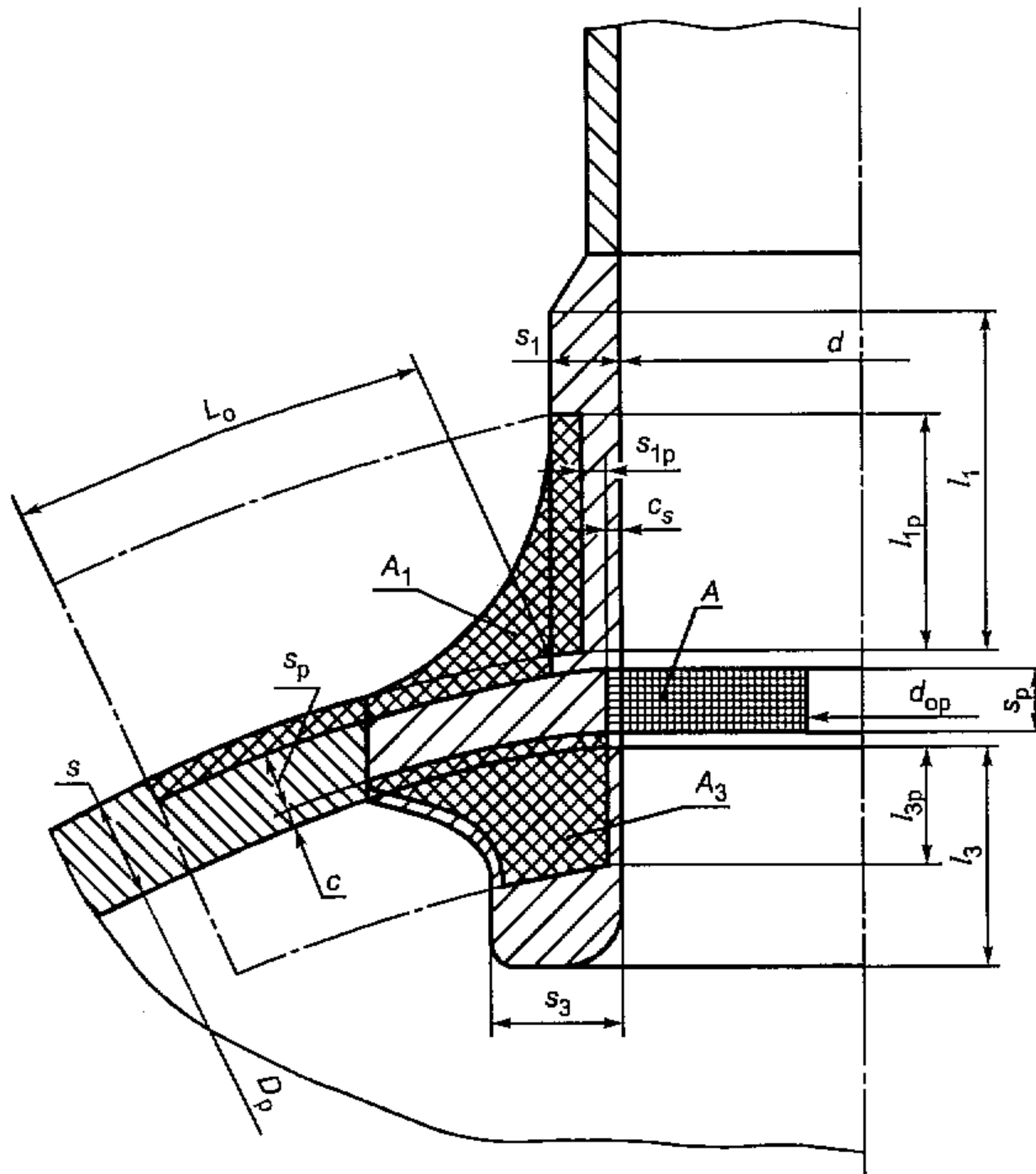
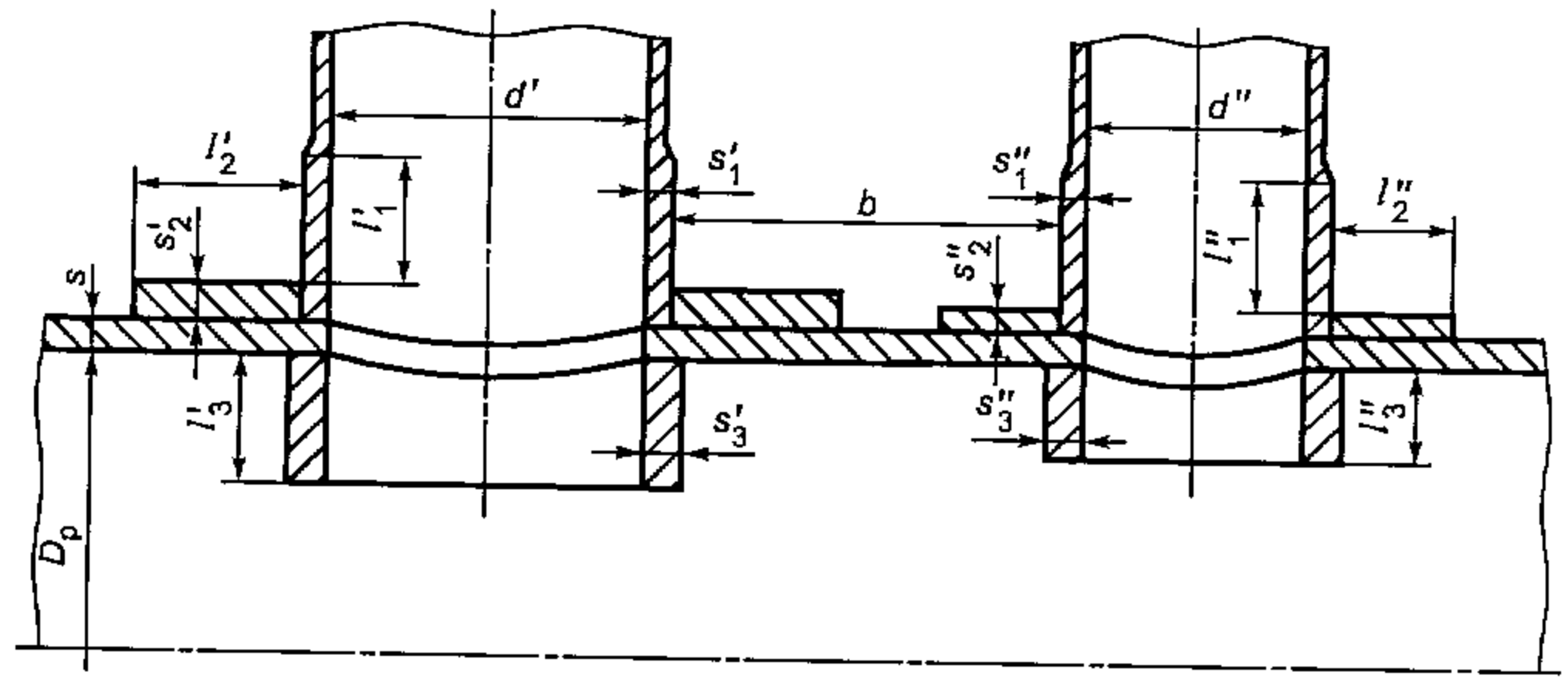
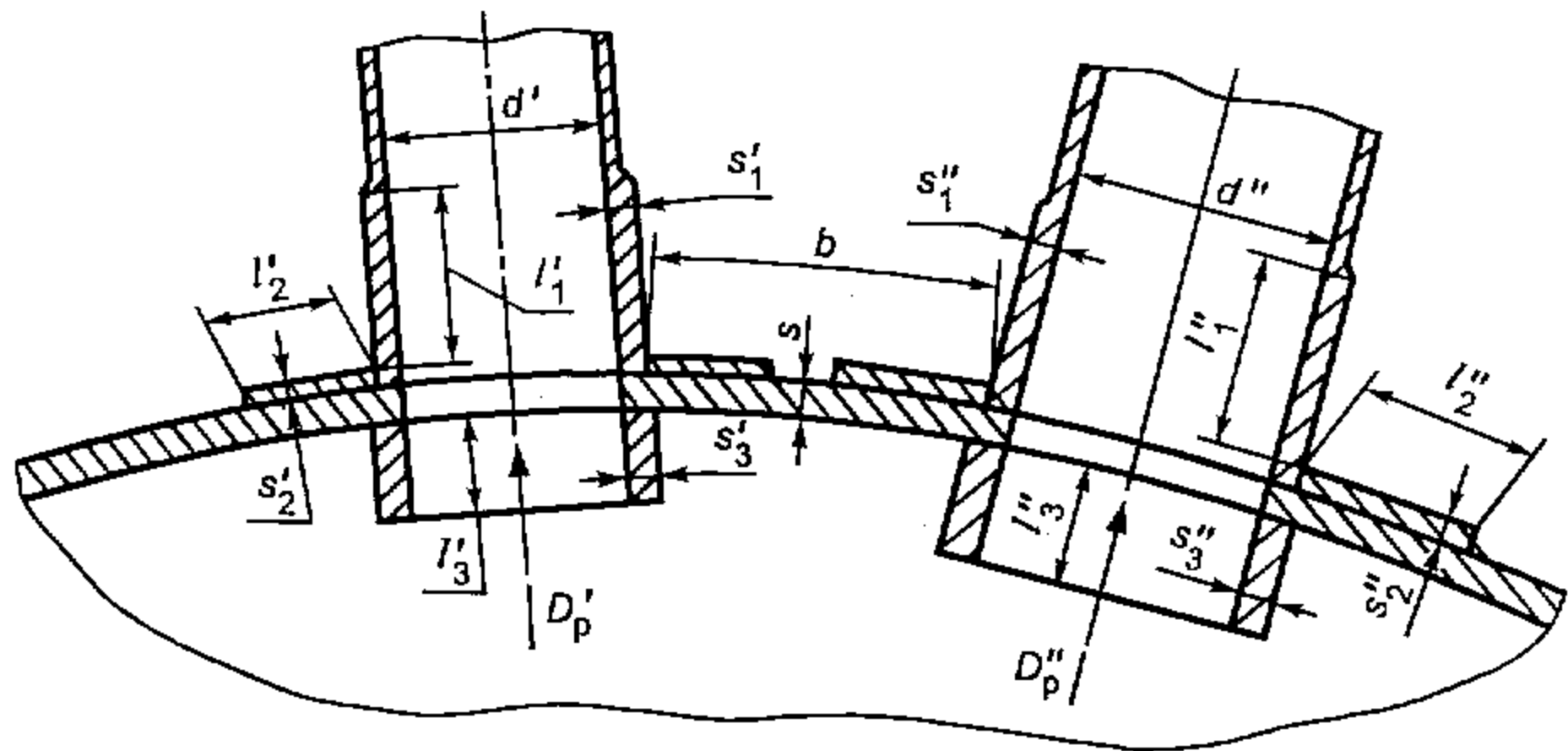


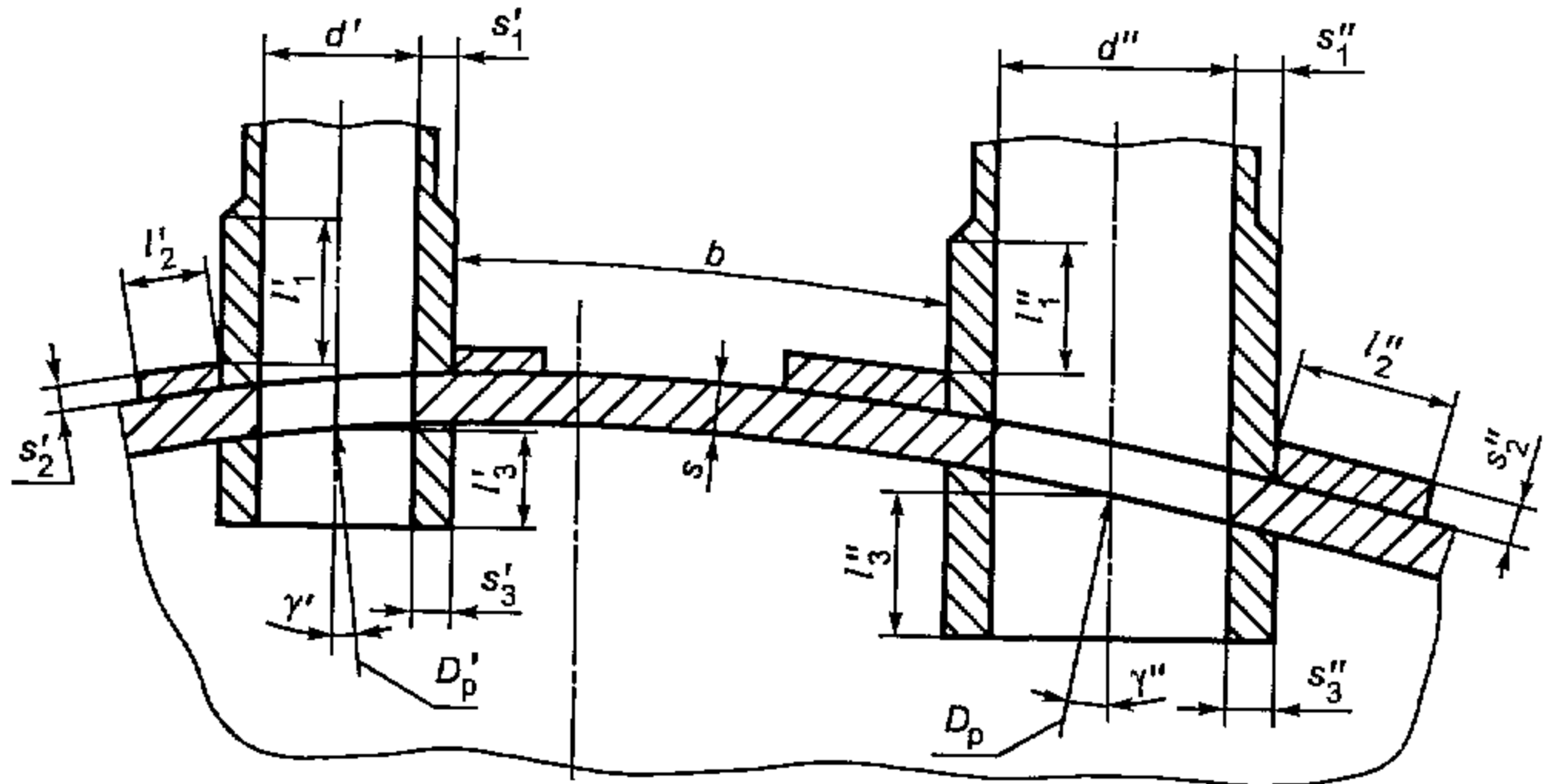
Рисунок А.1 — Компенсация вырезанного сечения штуцером произвольной формы



а



б



в

Рисунок А.2 — Укрепление взаимовлияющих отверстий

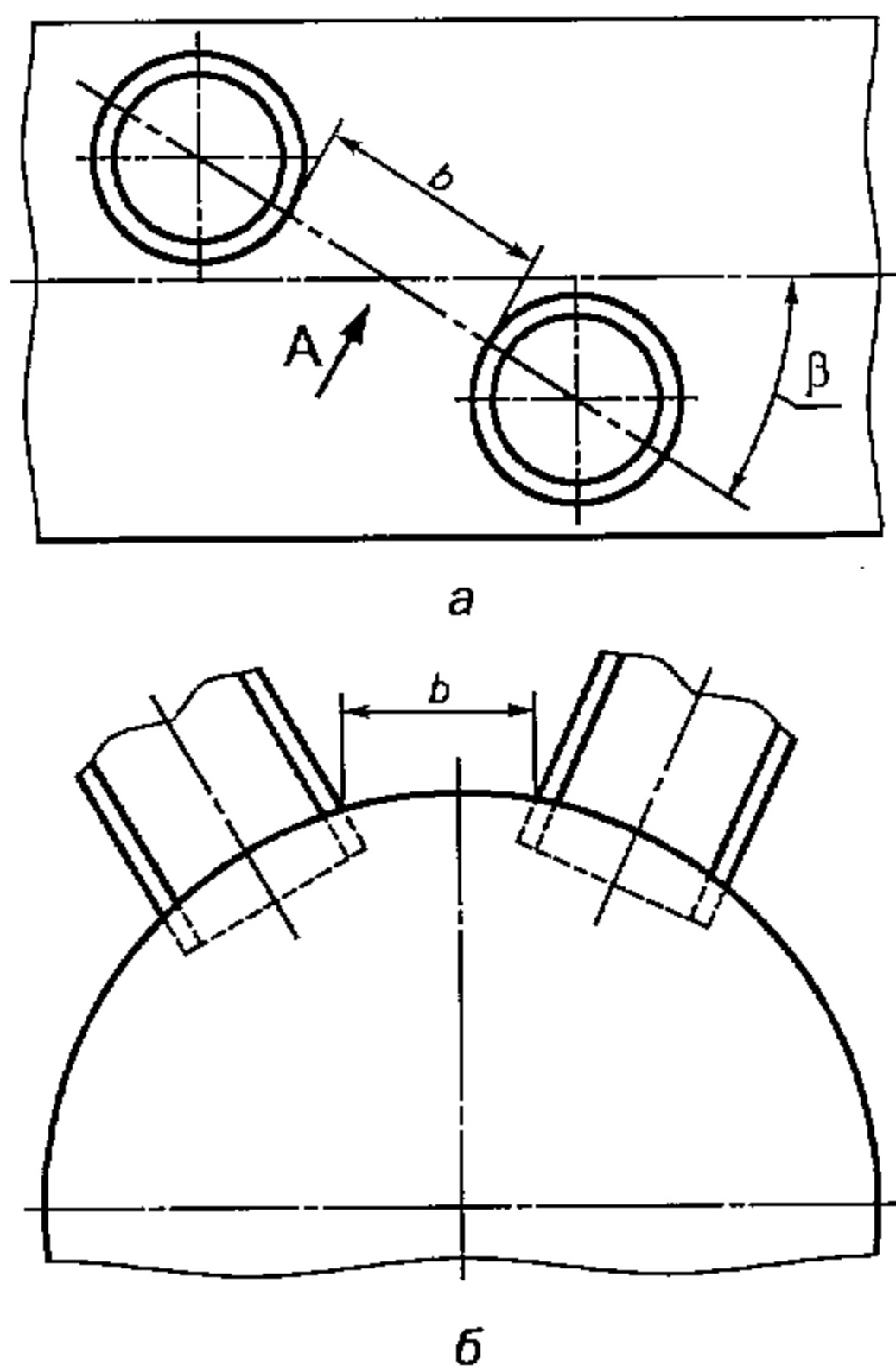


Рисунок А.3 — Общий случай расположения взаимовлияющих отверстий

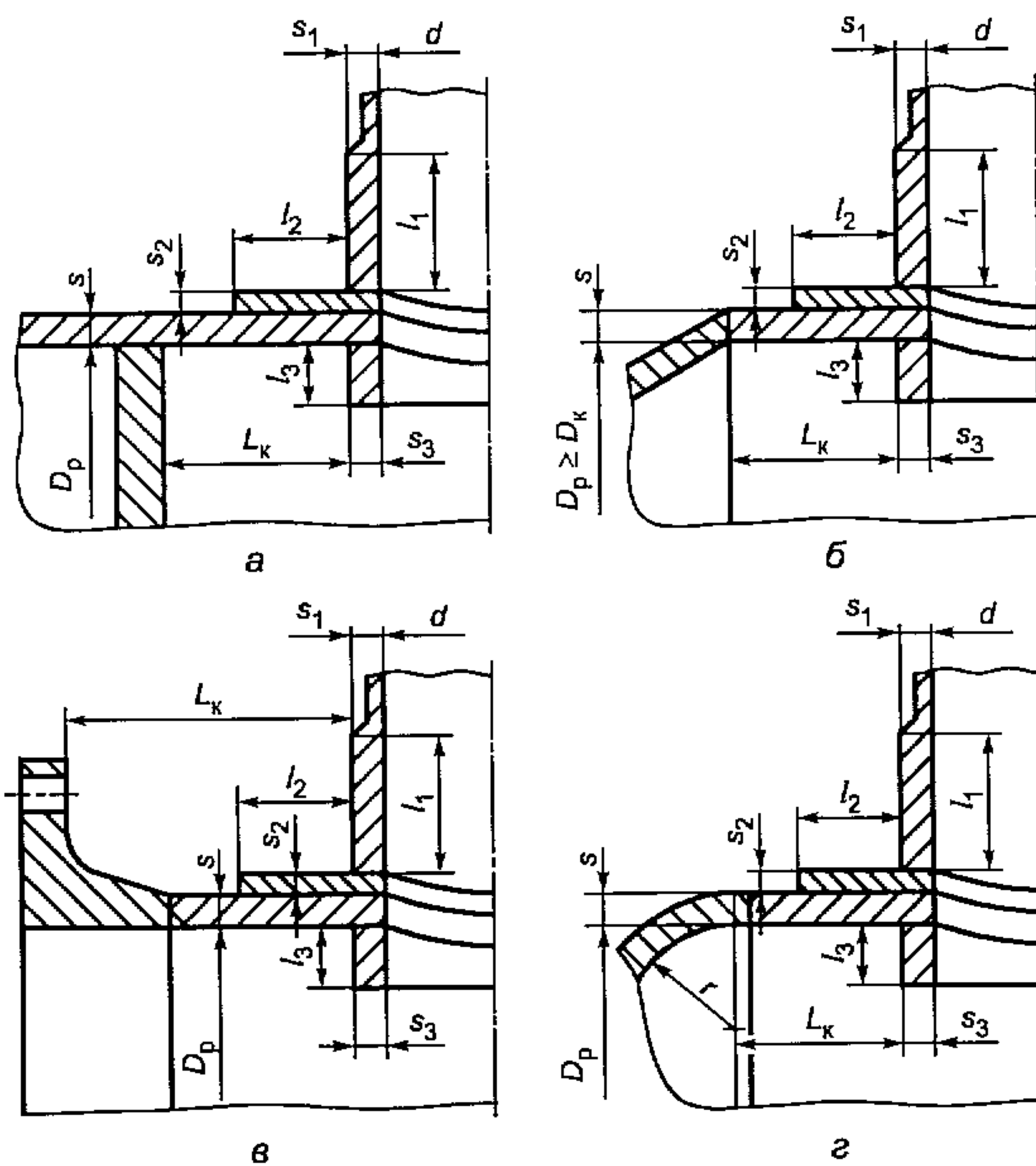


Рисунок А.4 — Укрепление отверстий при наличии близко расположенных конструктивных элементов (непроходящие штуцера)

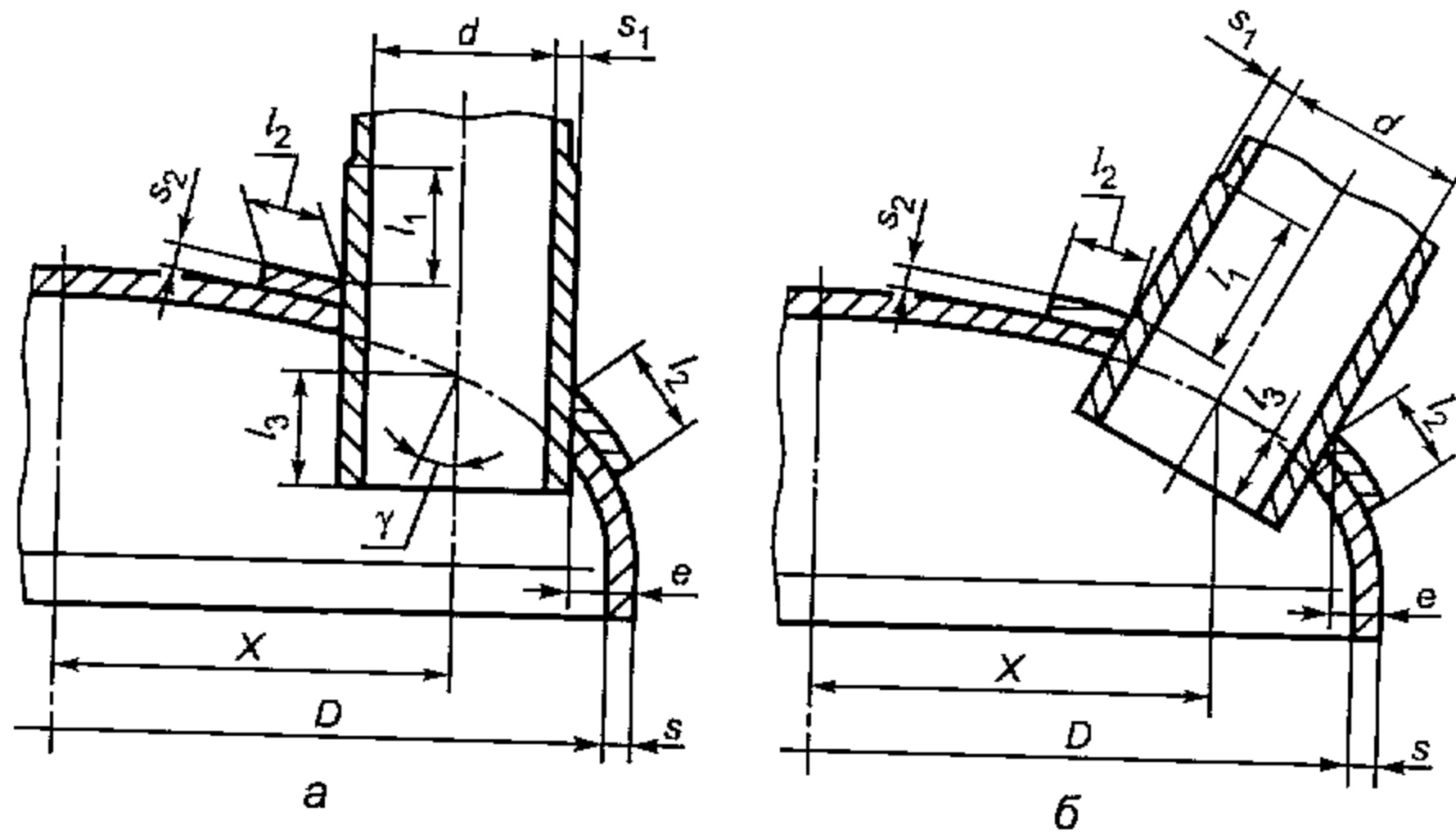


Рисунок А.5 — Смещенные штуцера на выпуклом днище

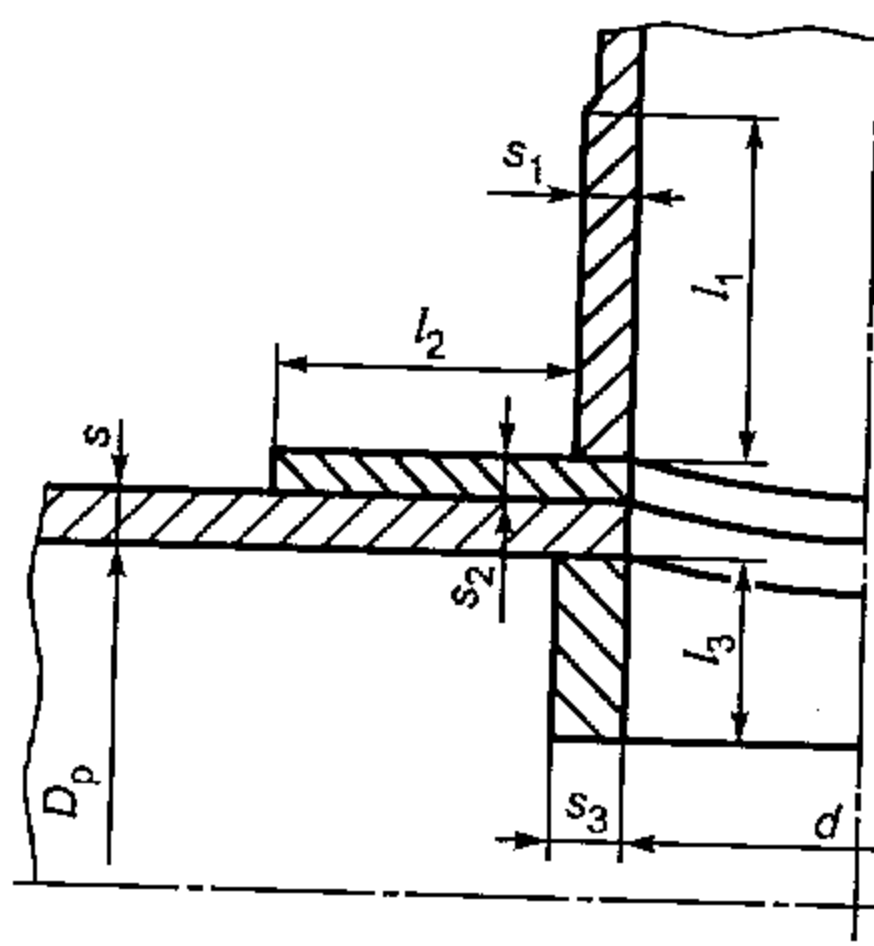


Рисунок А.6 — Основная расчетная схема соединения штуцера со стенкой сосуда

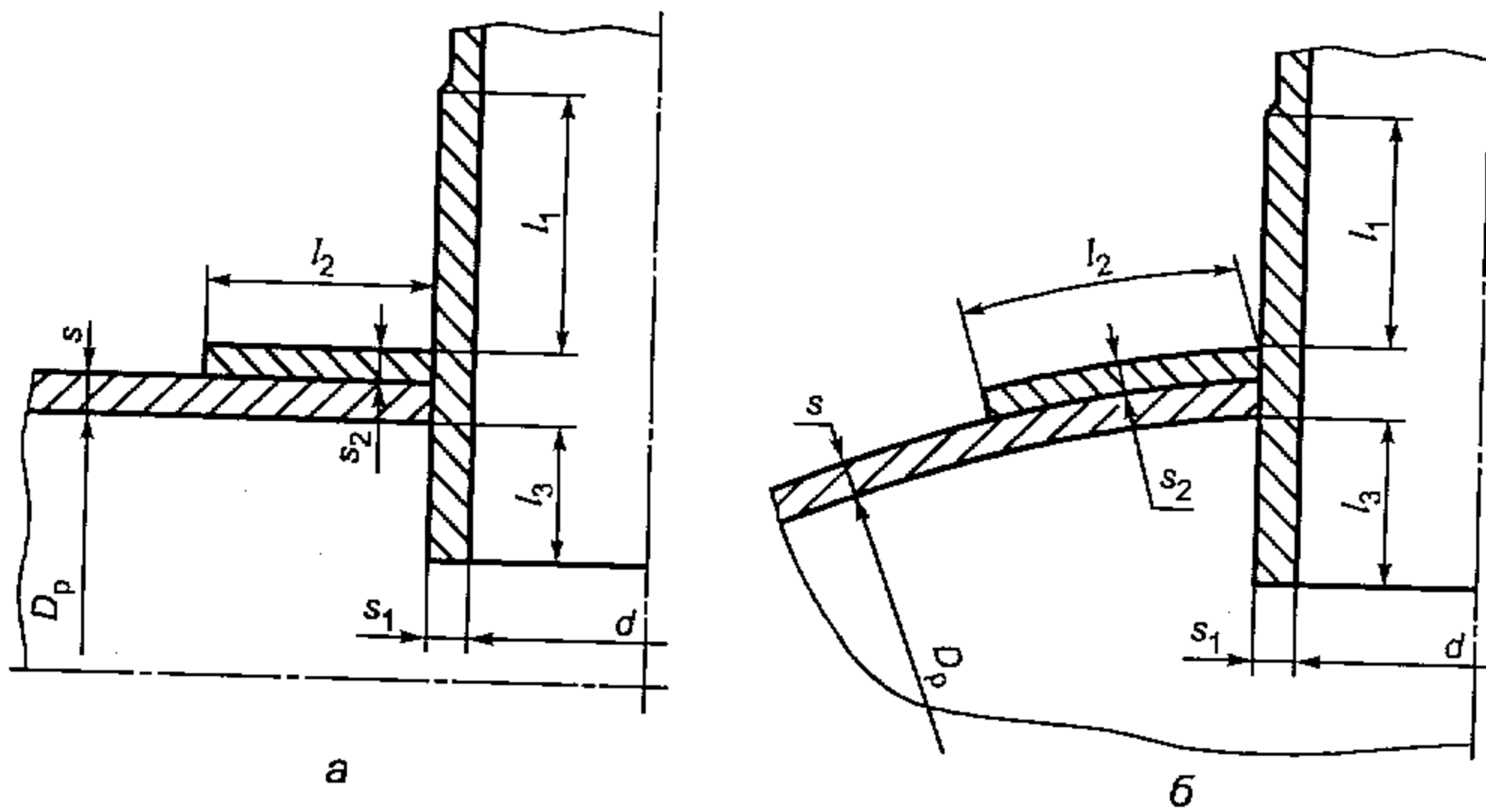
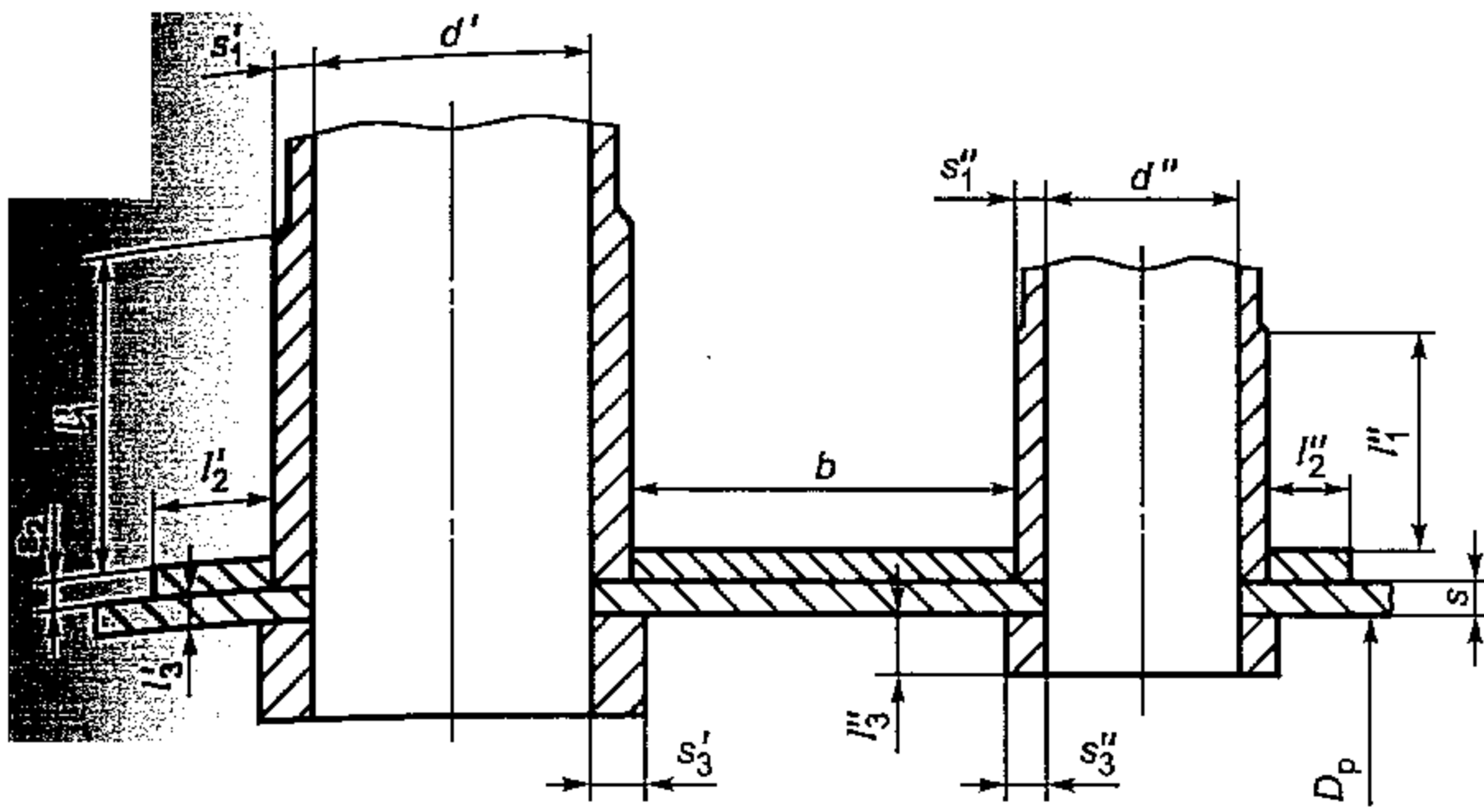
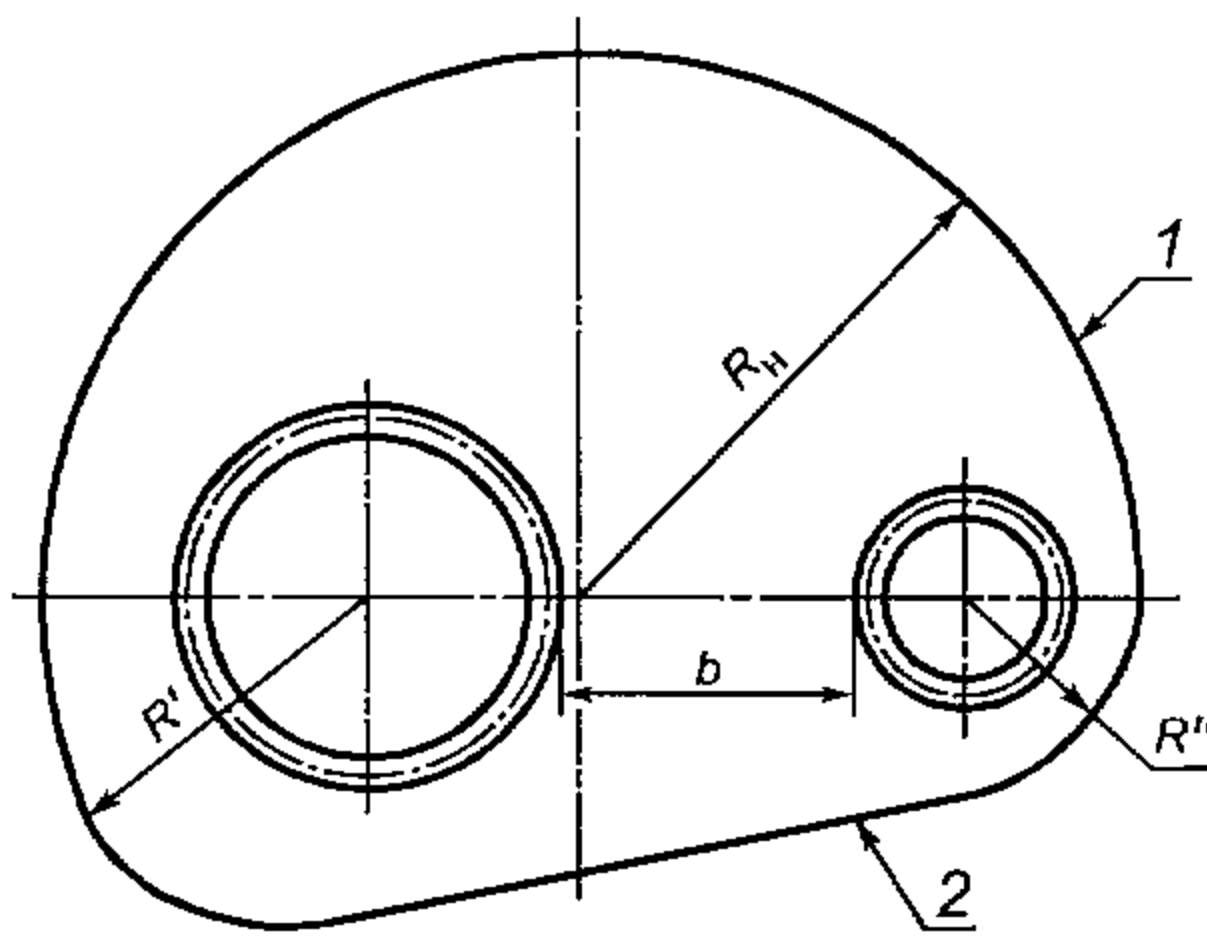


Рисунок А.7 — Укрепление отверстий при наличии проходящего штуцера



а — укрепление круговым накладным кольцом



б — укрепление несимметричным кольцом

Рисунок А.8 — Совместное укрепление взаимовлияющих отверстий

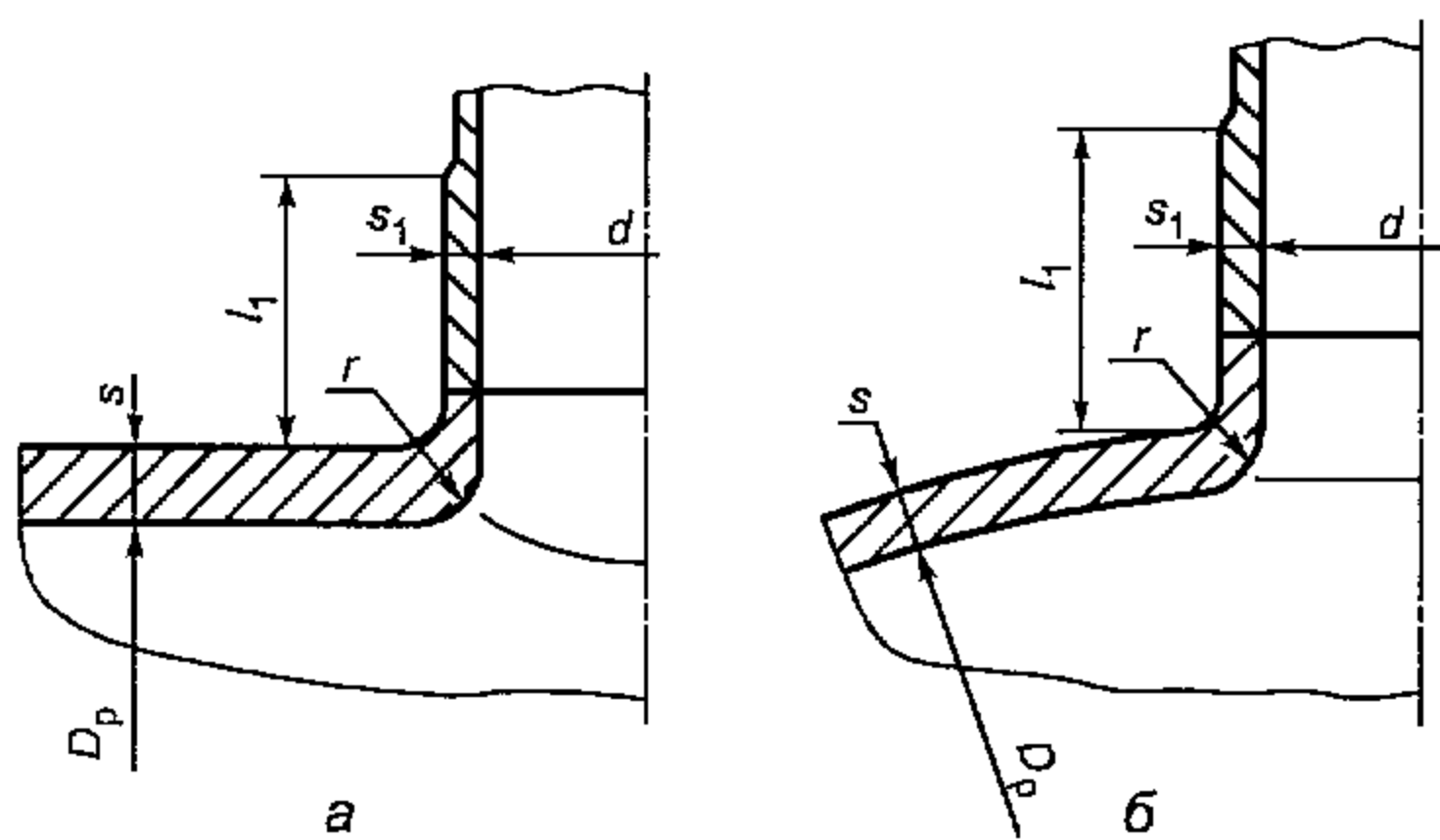


Рисунок А.9 — Укрепление отверстий отбортовкой

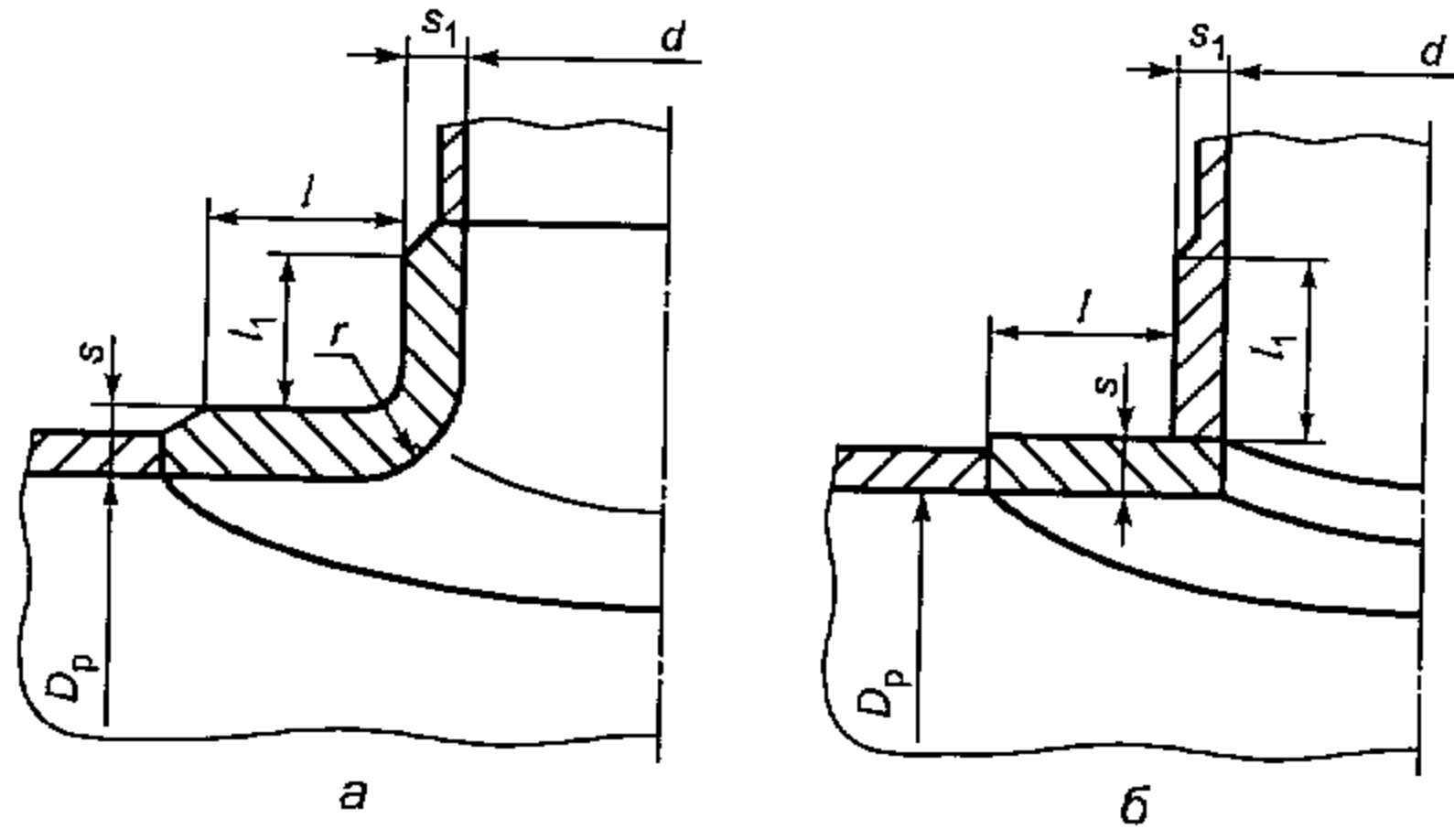


Рисунок А.10 — Укрепление отверстия торообразной вставкой или сварным кольцом

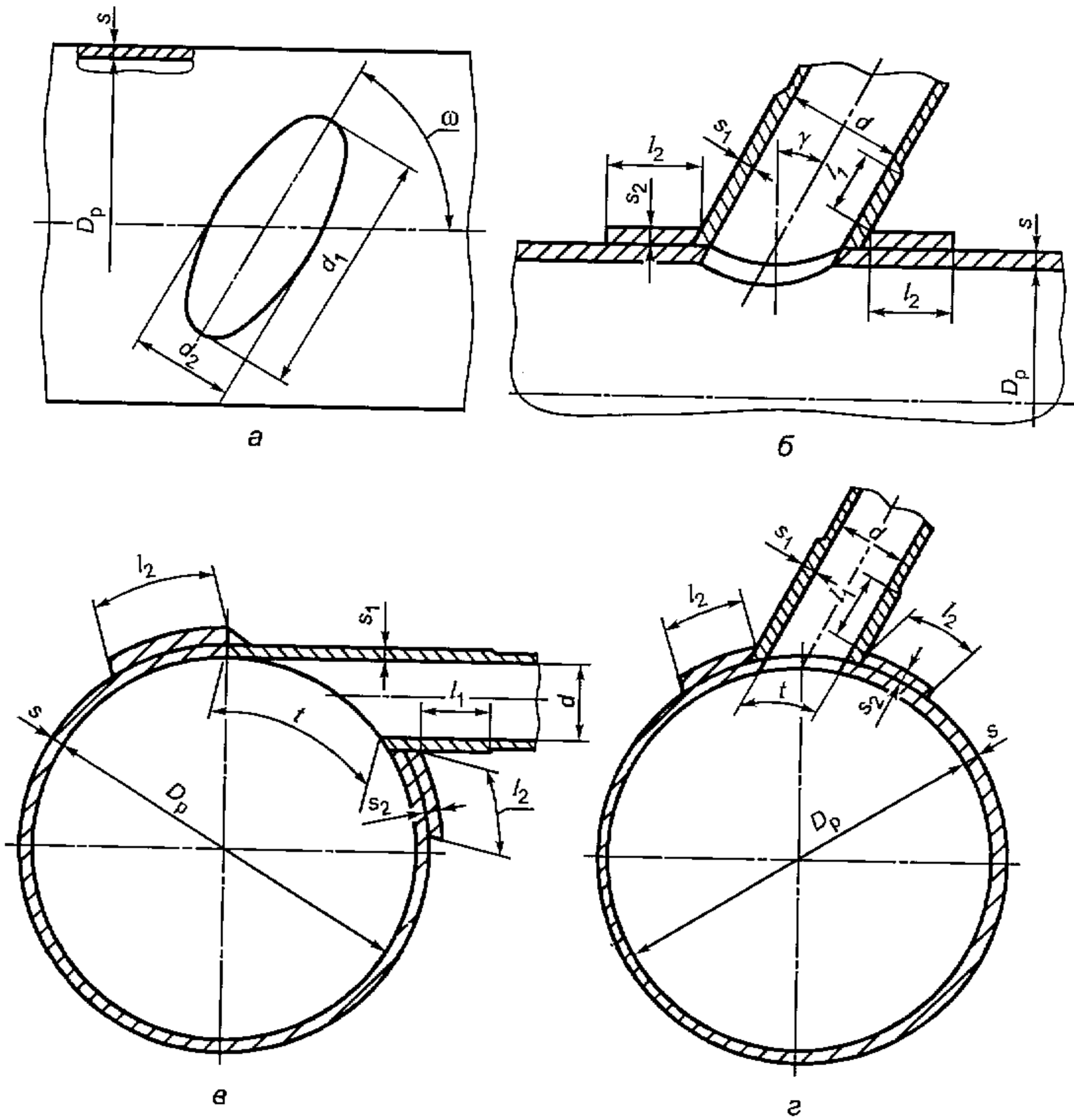


Рисунок А.11 — Наклонные штуцера на обечайке

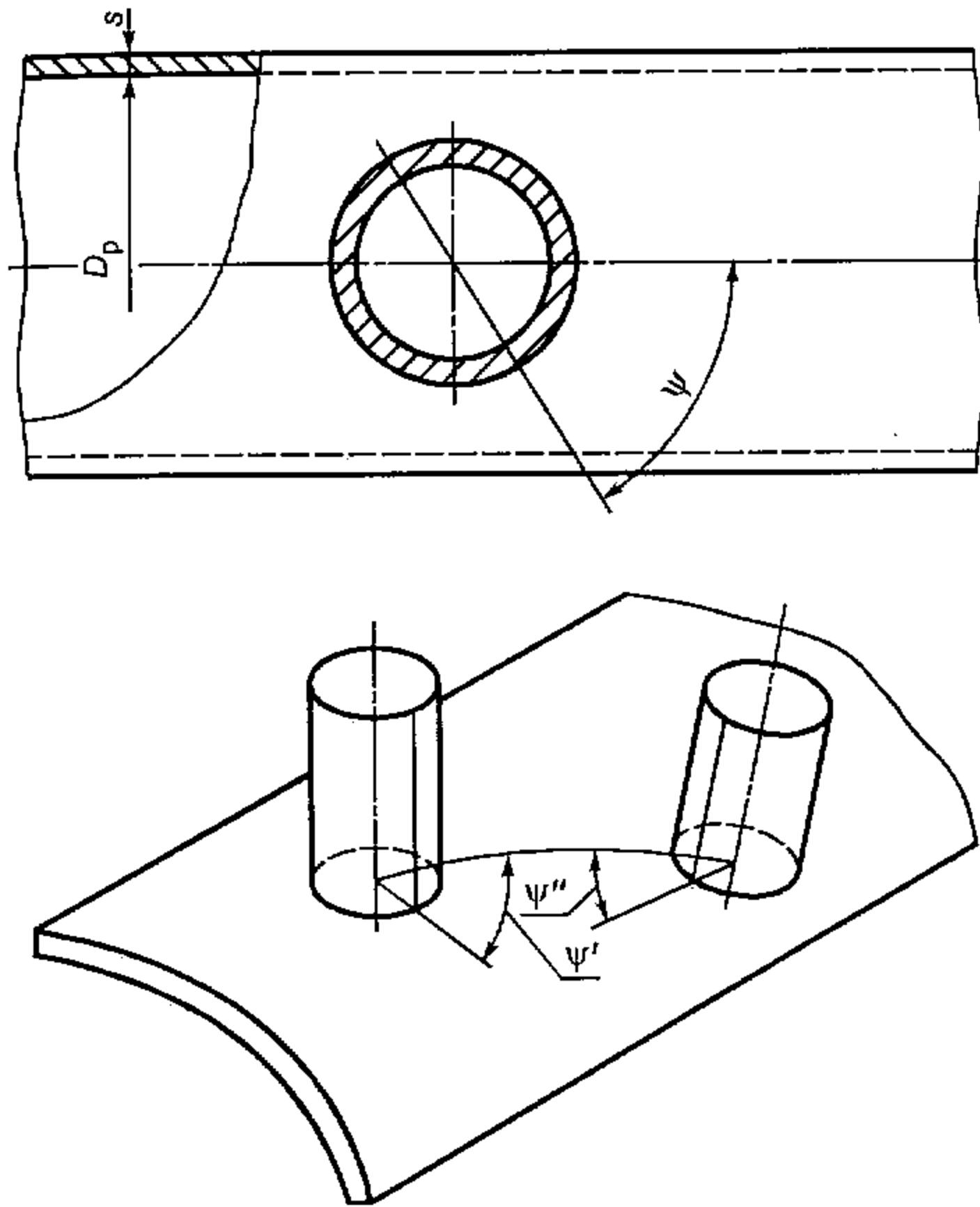


Рисунок А.12 — Учет влияния сварных швов

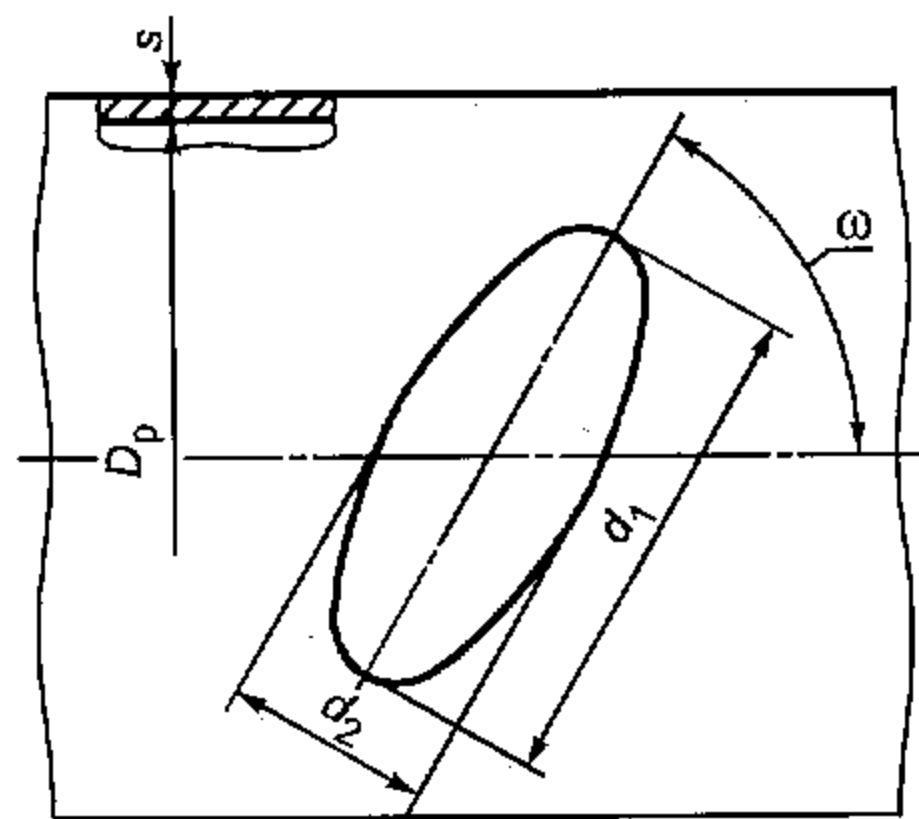


Рисунок А.13 — Отверстие для овального штуцера, перпендикулярного к поверхности обечайки

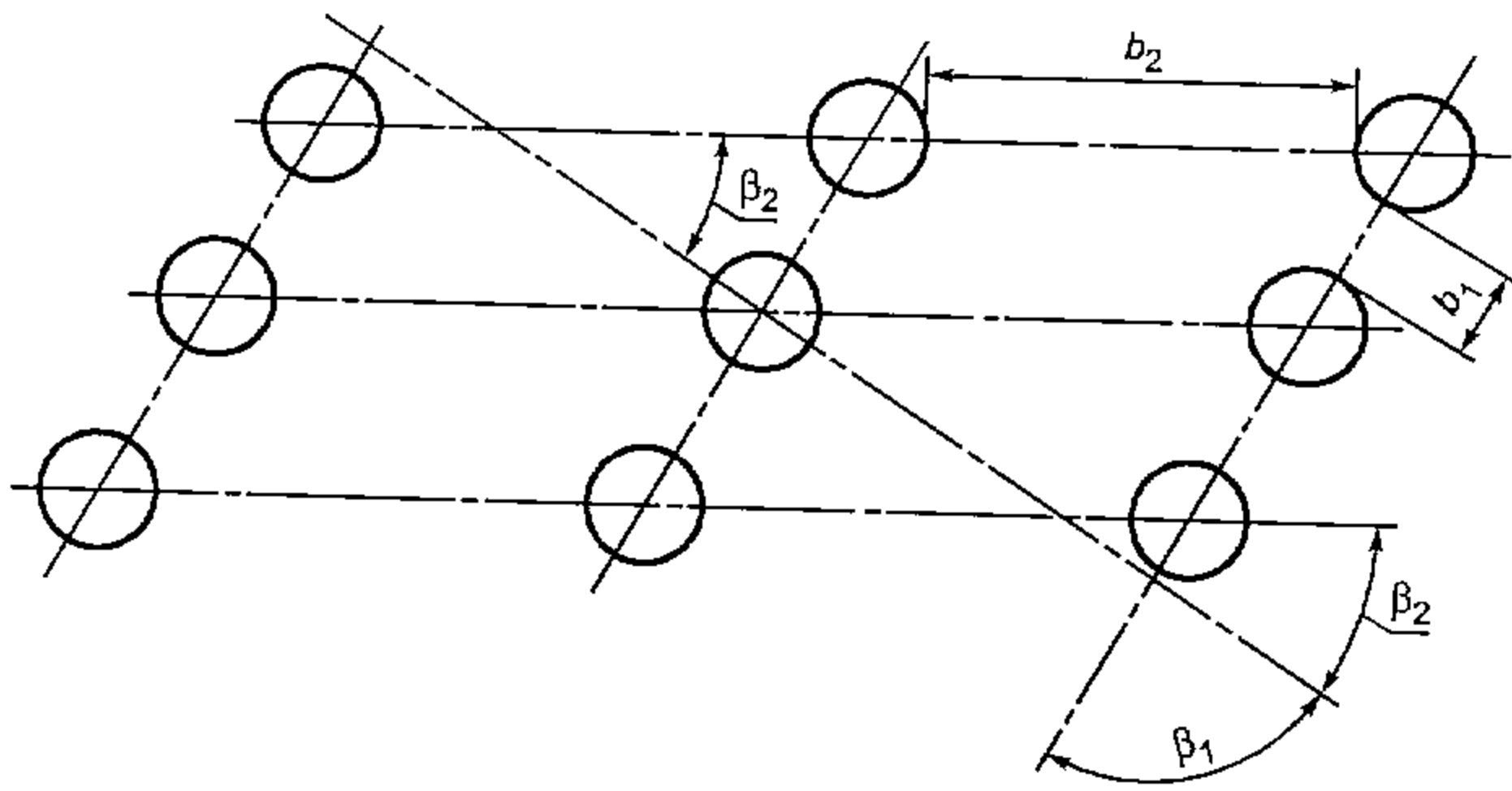
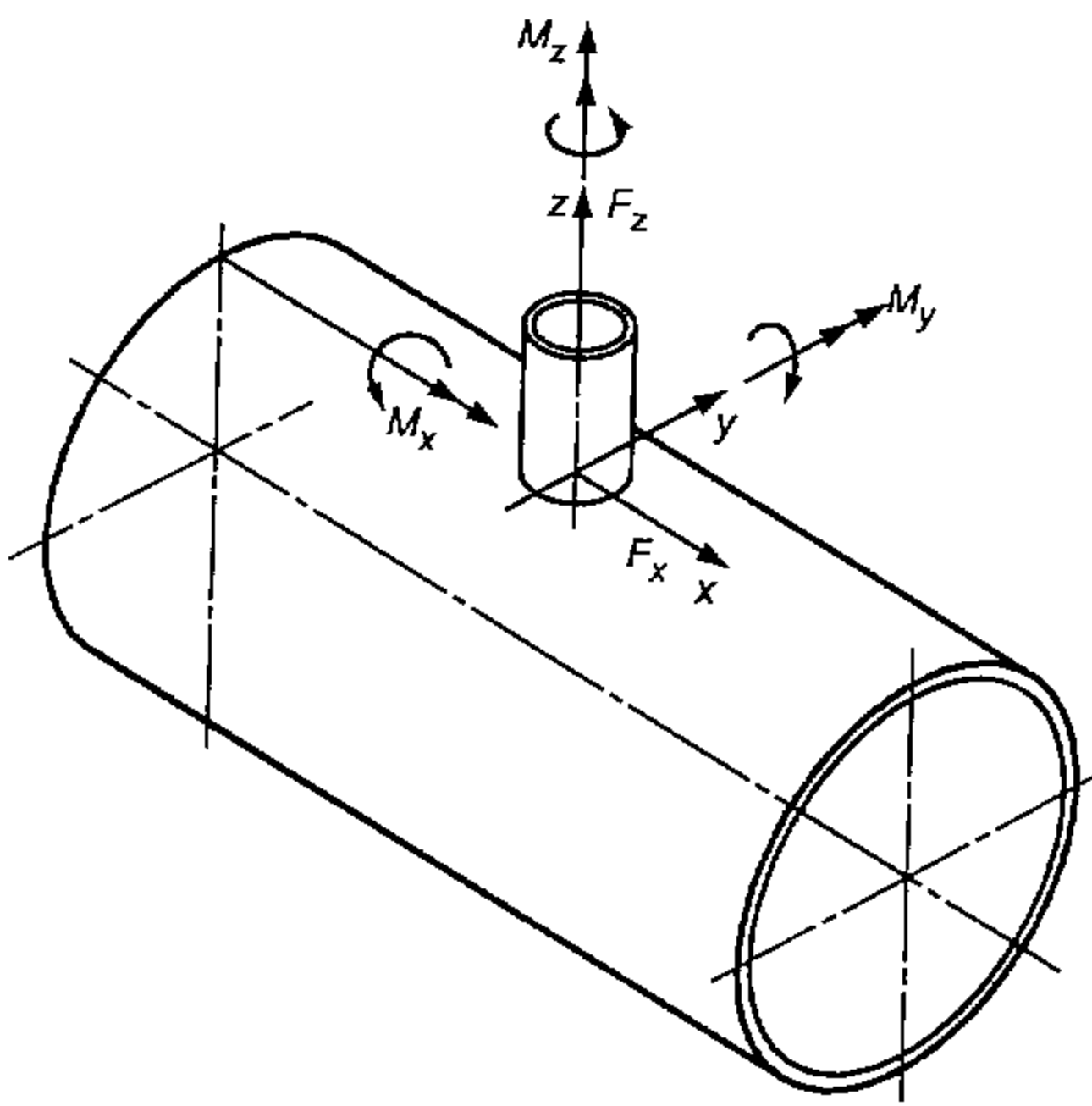
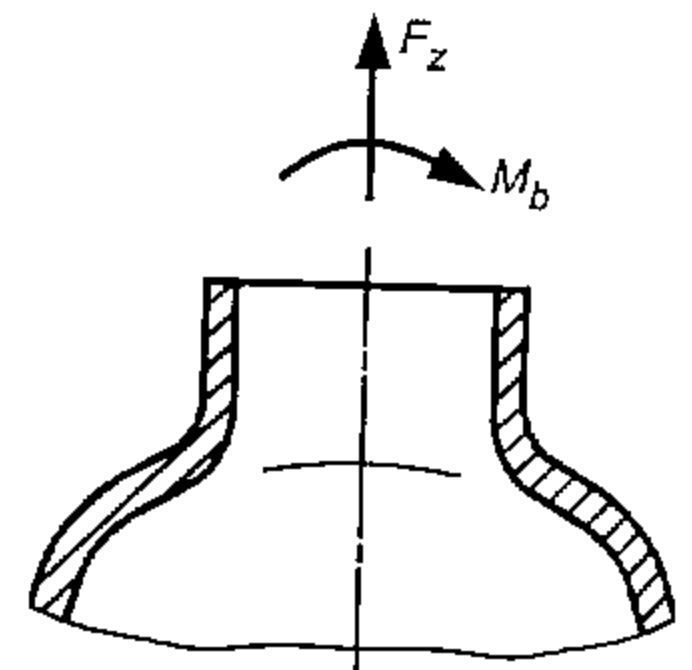


Рисунок А.14 — Ряды отверстий

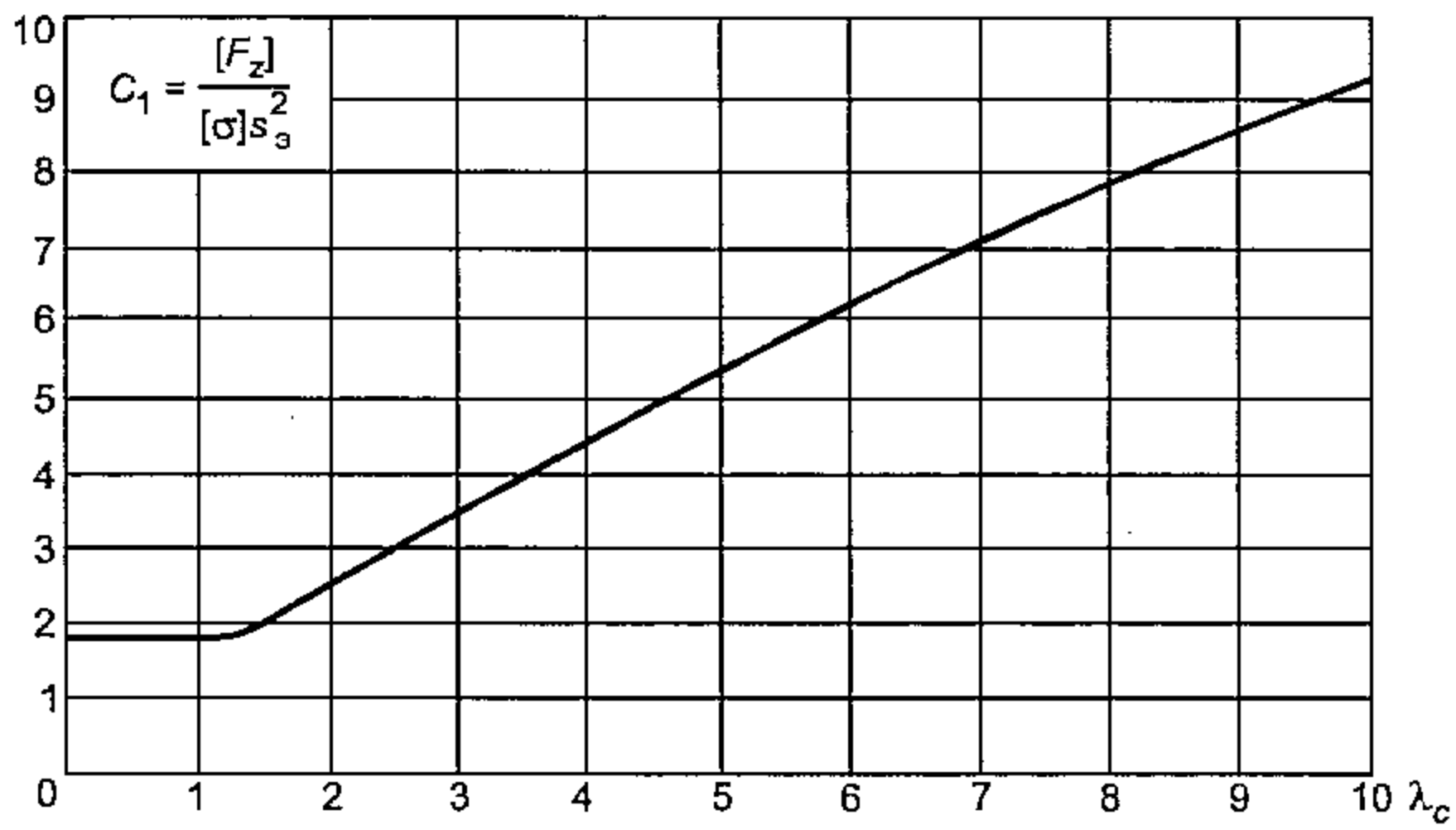
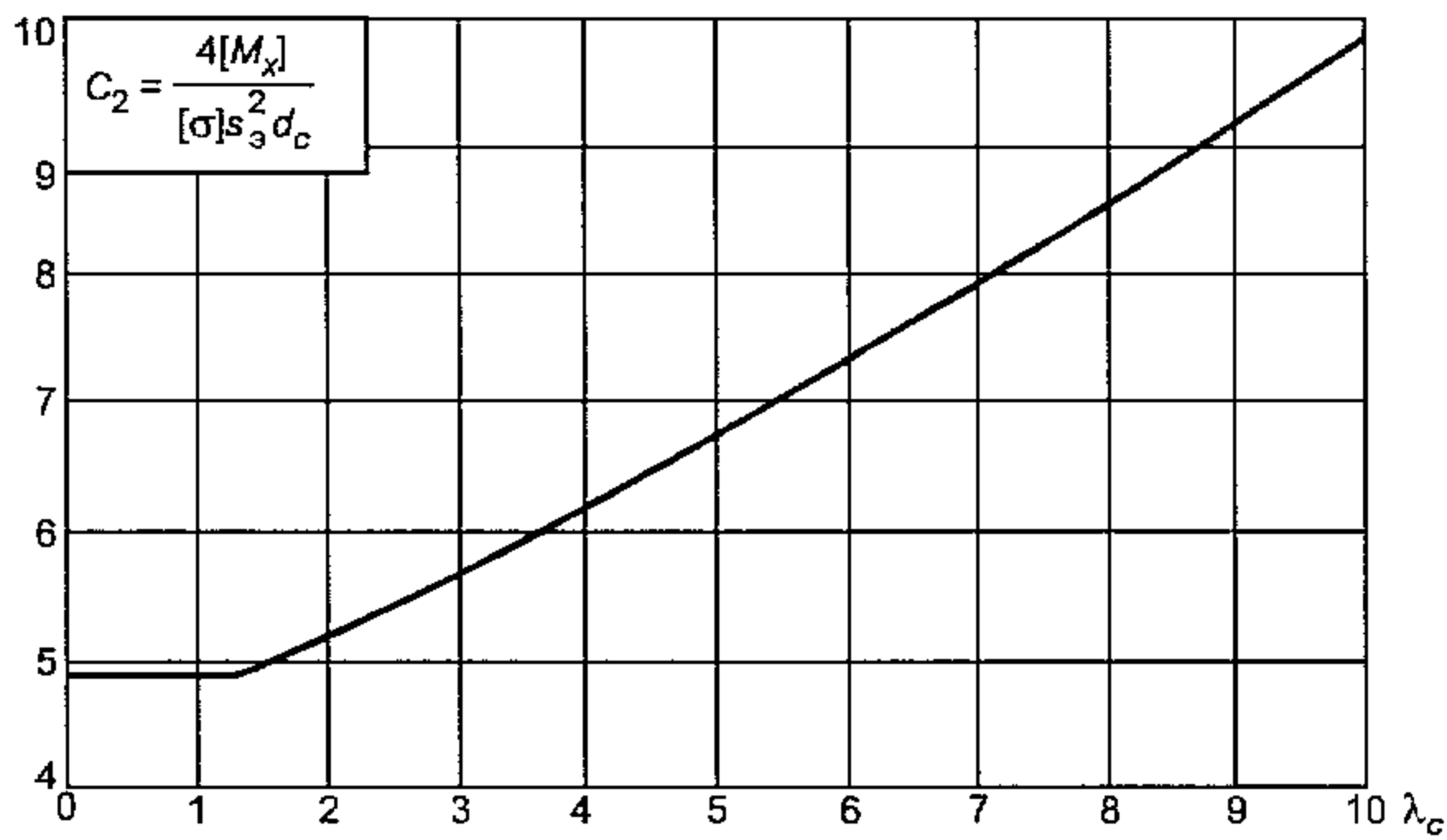


а — цилиндрическая обечайка при внешних статических нагрузках на штуцер



б — сферическое днище при внешних статических нагрузках на штуцер

Рисунок А.15

Рисунок А.16 — График для определения C_1 Рисунок А.17 — График для определения C_2

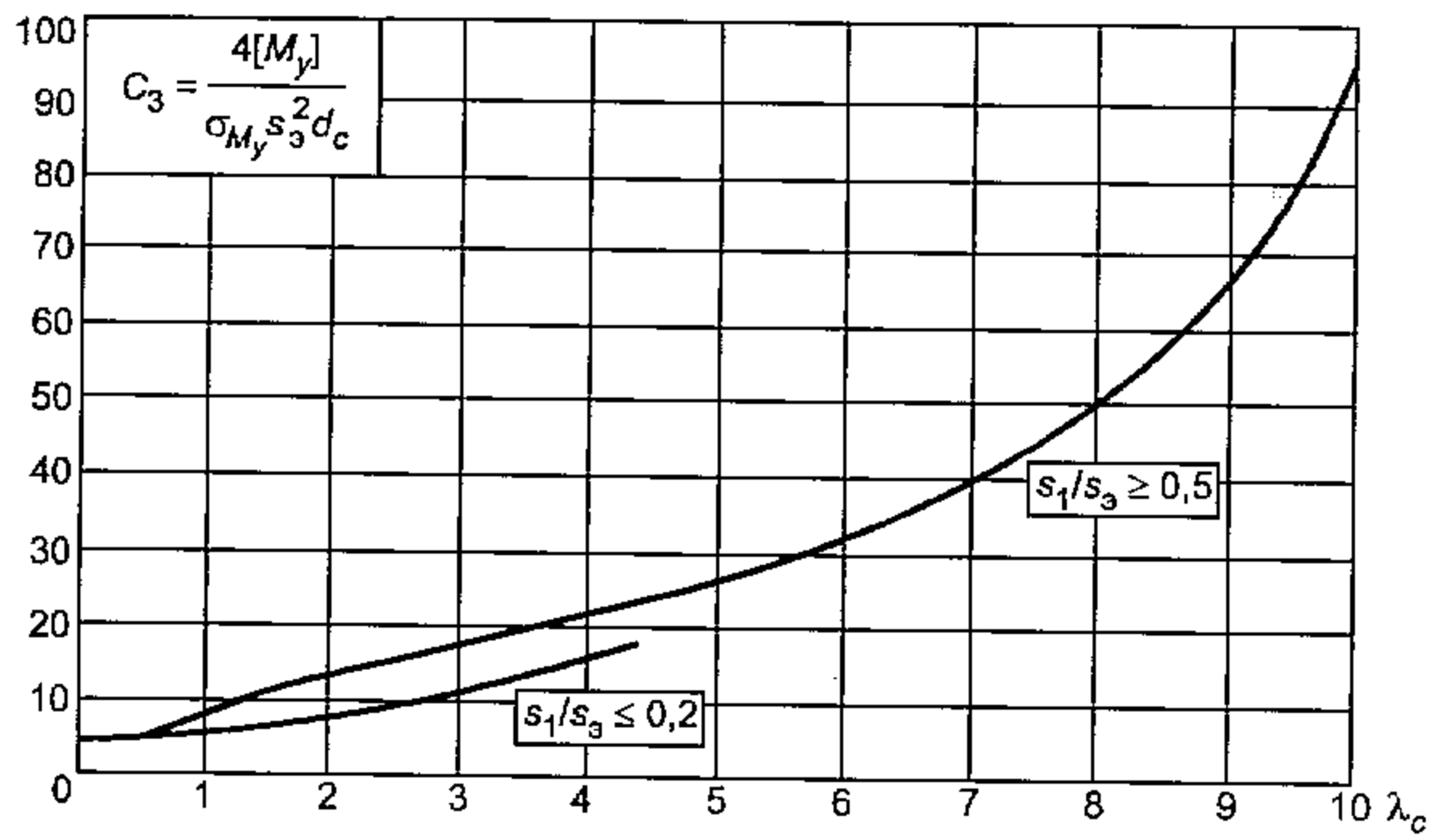


Рисунок А.18 — График для определения C_3

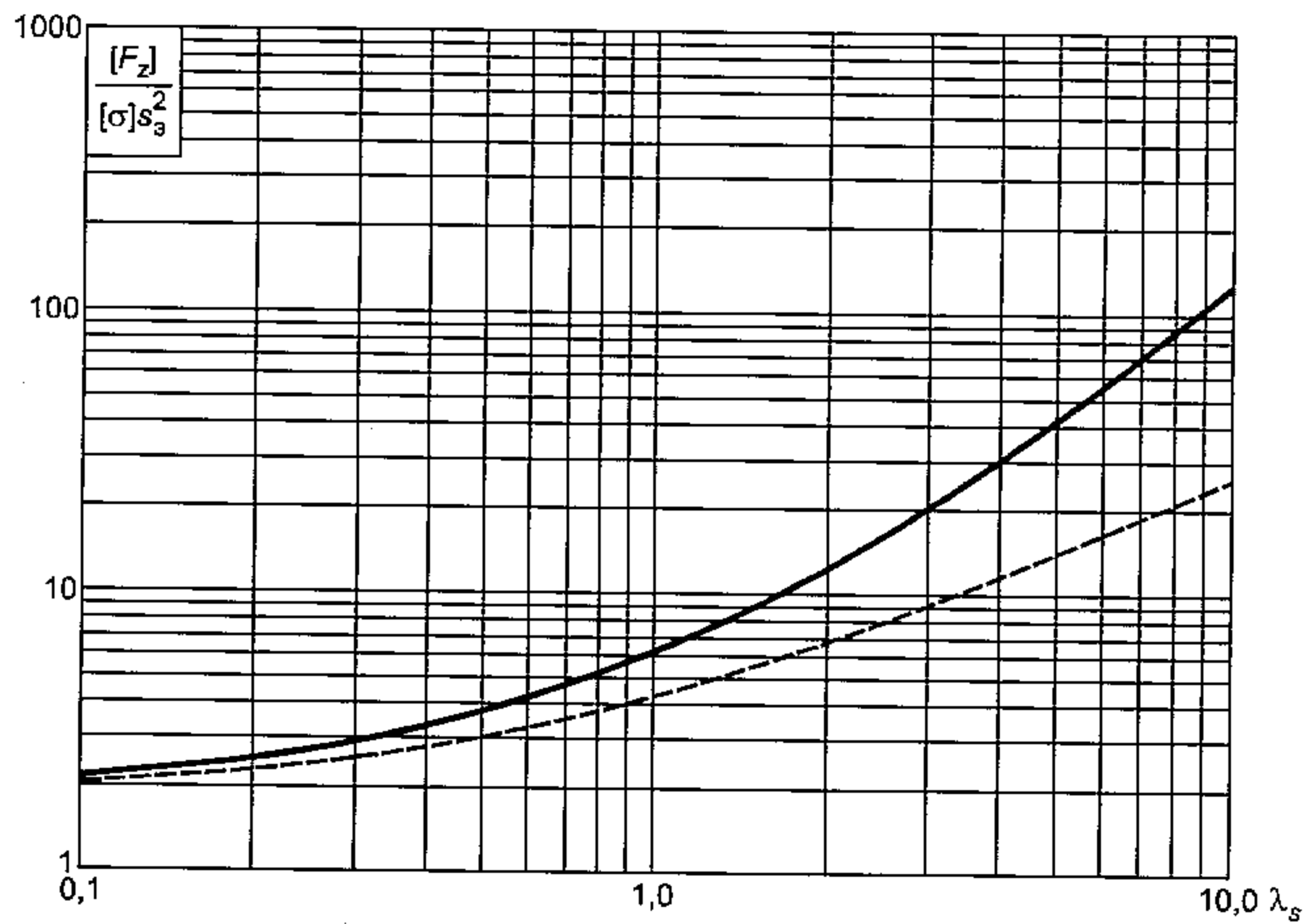


Рисунок А.19 — График для определения $[F_2]$
 (верхняя кривая при $K = 1$; нижняя кривая — минимальное значение при $K < 1,0$)

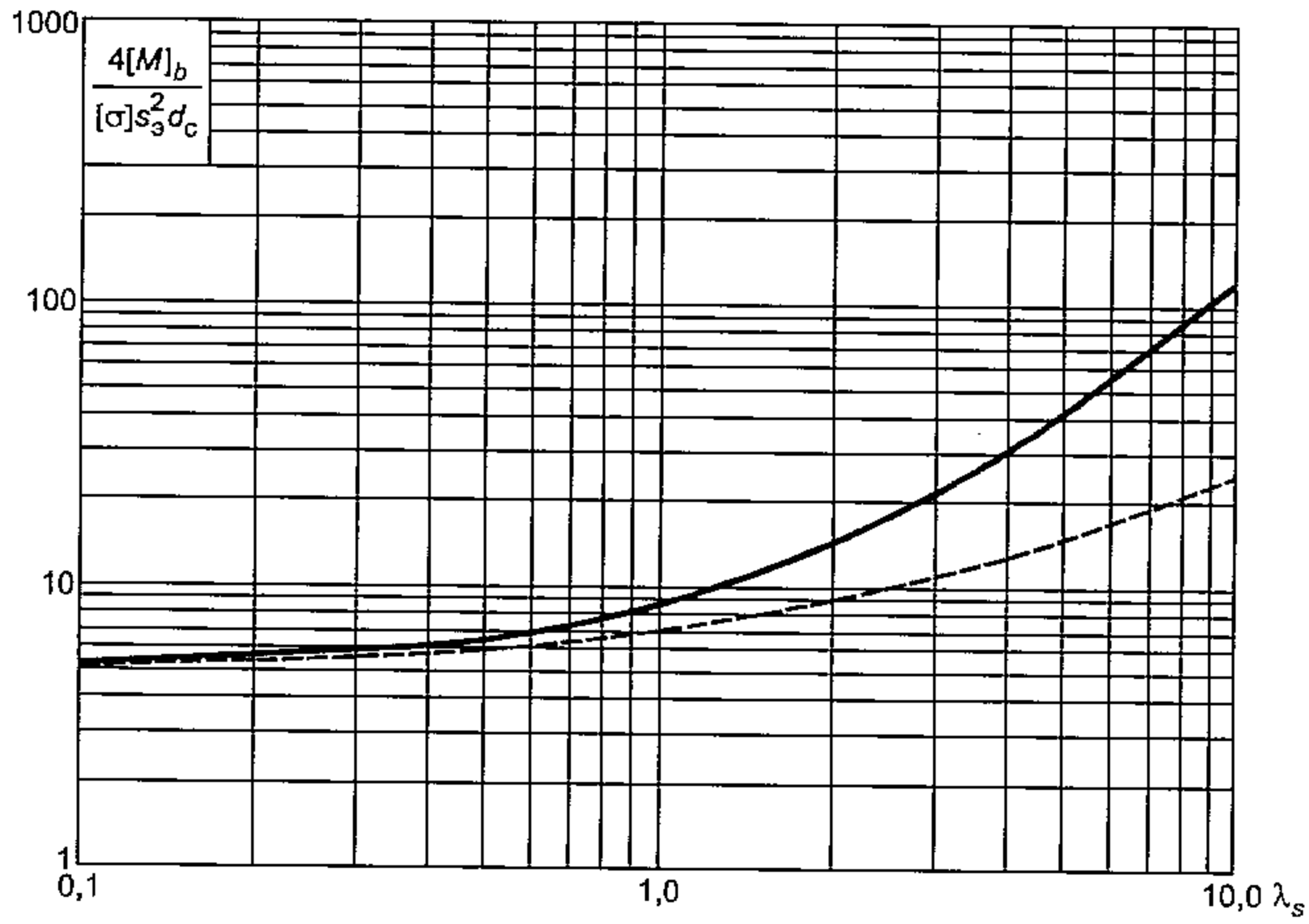


Рисунок А.20 — График для определения $[M_b]$
 (верхняя кривая при $K = 1$; нижняя кривая — минимальное значение при $K < 1,0$)

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

Г02

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, укрепления отверстий, допускаемые нагрузки, штуцера

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.4—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Расчет на прочность и герметичность фланцевых
соединений**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов:

Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3 : 2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3 : 2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1	Область применения	1
2	Нормативные ссылки	1
3	Обозначения	2
4	Общие положения	6
5	Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения	10
6	Усилия в болтах (шпильках) фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях	11
7	Проверка прочности болтов (шпилек) и прокладки	12
8	Расчет фланцев на статическую прочность	13
8.1	Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке	13
8.2	Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях	13
8.3	Расчетные напряжения во фланце при затяжке	13
8.4	Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях	14
8.5	Условия статической прочности фланцев	15
9	Проверка углов поворота фланцев	16
10	Расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость	17
10.1	Размах условных упругих напряжений в элементах фланцевого соединения	17
10.2	Расчетные амплитуды приведенных условных упругих напряжений при затяжке	18
10.3	Расчетные амплитуды приведенных упругих напряжений в рабочих условиях	19
	Приложение А (рекомендуемое) Рекомендации по пределам применения фланцев и прокладок различных типов	20
	Приложение Б (рекомендуемое) Рекомендации по выбору нормализованных фланцевых соединений, нагруженных давлением, осевой силой и изгибающим моментом	21
	Приложение В (рекомендуемое) Рекомендации по назначению температур элементов фланцевого соединения	21
	Приложение Г (обязательное) Допускаемые напряжения для материала болтов (шпилек)	22
	Приложение Д (справочное) Площади поперечных сечений болтов (шпилек)	25
	Приложение Е (обязательное) Плечи действия сил и коэффициенты жесткости	26
	Приложение Ж (справочное) Физические и механические свойства крепежных материалов	28
	Приложение И (обязательное) Характеристики основных типов прокладок	30
	Приложение К (обязательное) Определение податливости прокладки, болтов (шпилек), фланцев	32
	Приложение Л (справочное) Крутящий момент на ключе при затяжке	36

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation.
Strength and leak-tightness calculation of flange joints

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений сосудов и аппаратов из углеродистых и легированных сталей, цветных металлов (алюминия, меди, титана и их сплавов), применяемых в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и смежных отраслях промышленности, работающих в условиях однократных и многократных нагрузок под внутренним избыточным давлением или вакуумом, под действием осевых сил и изгибающих моментов. Допускается также использование настоящего стандарта для расчета фланцевых соединений трубопроводов. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений применимы при условии, что технические требования к конструированию, изготовлению и контролю удовлетворяют требованиям нормативных документов. В случае, если свойства материалов, отклонения от геометрической формы, неточности или качество изготовления отличаются от требований нормативных документов, то при расчете на прочность эти отступления должны быть учтены соответствующей корректировкой расчетных формул.

Настоящий стандарт распространяется на расчет фланцевых соединений с фланцами приварными встык, плоскими приварными и свободными с плоскими, восьмигранными и овальными прокладками, которые полностью расположены внутри окружности, ограниченной отверстиями под шпильки (болты).

Настоящий стандарт применяется совместно с ГОСТ Р 52857.1—2007.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52630—2006 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия

ГОСТ Р 52857.1—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования

ГОСТ Р 52857.6—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

ГОСТ Р 52857.7—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты

ГОСТ 481—80 Паронит и прокладки из него. Технические условия

ГОСТ 2850—95 Картон асбестовый. Технические условия

ГОСТ 7338—90 Пластины резиновые и резинотканевые. Технические условия

ГОСТ 12816—80 Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на P_y от 0,1 до 20,0 МПа (от 1 до 200 кгс/см²). Общие технические требования

ГОСТ 28759.5—90 Фланцы сосудов и аппаратов. Технические требования

П р и м е ч а н и е — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования - на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

- A_b — суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра, мм²;
- a — плечо усилий в болтах (шпильках) свободного фланца, мм;
- b — плечо усилий в болтах (шпильках), мм;
- b_0 — эффективная ширина прокладки, мм;
- b_n — ширина прокладки, мм;
- c — прибавка на коррозию, мм;
- C_F — коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами (шпильками);
- D_n — наружный диаметр фланца, мм;
- D — внутренний диаметр фланца, мм;
- D_b — диаметр окружности расположения болтов (шпилек), мм;
- D_{cp} — расчетный диаметр прокладки, мм;
- $D_{n,n}$ — наружный диаметр прокладки, мм;
- D_k — внутренний диаметр кольца свободного фланца, мм;
- $D_{n,k}$ — наружный диаметр кольца свободного фланца, мм;
- D_s — наружный диаметр контакта бурта и кольца свободного фланца, мм;
- D^* — приведенный диаметр фланца, мм;
- d — наружный диаметр болта (шпильки), мм;
- E_n — условный модуль сжатия прокладки, МПа;
- E_b^{20} — модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при температуре 20 °С, МПа;
- E_k^{20} — модуль продольной упругости материала свободного кольца при температуре 20 °С, МПа;
- E_k — модуль продольной упругости материала свободного кольца при расчетной температуре, МПа;
- E_b — модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при расчетной температуре, МПа;
- $E_1^{20}, E_2^{20}, E^{20}$ — модуль продольной упругости материала фланца при температуре 20 °С, МПа;
- E_1, E_2, E — модуль продольной упругости материала фланца при расчетной температуре, МПа;
- $E_{кр}^{20}$ — модуль продольной упругости материала крышки при температуре 20 °С, МПа;
- $E_{кр}$ — модуль продольной упругости материала крышки при расчетной температуре, МПа;
- e — плечо усилия от действия давления внутри фланца, мм;
- F — внешняя осевая сила (растягивающая сила берется со знаком плюс, сжимающая сила — со знаком минус), Н;
- f — коэффициент увеличения изгибных напряжений в сечении S_0 приварного встык фланца;
- f_b — площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или сечению наименьшего диаметра, мм²;
- h, h_1, h_2 — толщина тарелки фланца, мм;
- h_0 — расстояние от наружной поверхности обечайки до внутренней окружности контакта бурта и кольца свободного фланца, мм;
- h_k — толщина кольца свободного фланца, мм;
- $h_{кр}, \delta_{кр}$ — толщина крышки и ее фланцевой части, соответственно, мм;
- h_n — толщина прокладки, мм;
- h_p — толщина трубной решетки или закладной детали между прокладками, мм;

- $K_{обж}$ — коэффициент обжатия прокладки;
 K — отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру;
 $K_{кр}$ — отношение наружного диаметра плоской крышки к среднему диаметру прокладки;
 K_T — коэффициент увеличения допускаемых напряжений при расчете фланцев с учетом стесненности температурных деформаций;
 $K_{у.р}$ — коэффициент условий работы;
 $K_{у.з}$ — коэффициент условий затяжки болтов (шпилек);
 $K_{у.т}$ — коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций;
 K_{θ} — коэффициент увеличения допускаемого угла поворота фланцев при испытании;
 $L_б$ — эффективная длина болта (шпильки) при определении податливости, мм;
 $L_{б.о}$ — расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек, мм;
 l — длина конической втулки приварного встык фланца, мм;
 l_0 — параметр длины втулки, мм;
 M — внешний изгибающий момент, Н·мм;
 M^M — расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке Н·мм;
 M^P — расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях, Н·мм;
 M_K^M — расчетный изгибающий момент, действующий на кольцо свободного фланца при затяжке, Н·мм;
 M_K^P — расчетный изгибающий момент, действующий на кольцо свободного фланца в рабочих условиях, Н·мм;
 $M_{кр}$ — крутящий момент на ключе при затяжке для болтов (шпилек), Н·мм;
 m — прокладочный коэффициент;
 N_p — число циклов изменения режимов эксплуатации;
 N_c — число циклов сборок — разборок;
 $[N]_p$ — допускаемое число циклов изменения режимов эксплуатации;
 $[N]_c$ — допускаемое число циклов сборок — разборок;
 n — число болтов (шпилек);
 n_T — коэффициент запаса прочности по пределу текучести;
 n_D — коэффициент запаса прочности по пределу длительной прочности;
 n_n — коэффициент запаса прочности по пределу ползучести;
 $P_{обж}$ — усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке, Н;
 $P_{б1}$ — расчетная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения, Н;
 $P_{б2}$ — расчетная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов (шпилек), Н;
 $P_б^M$ — расчетная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке фланцевого соединения, Н;
 $P_б^P$ — расчетная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях, Н;
 p — расчетное давление (внутреннее — положительное, наружное — отрицательное), МПа;
 $p_{пр}$ — приведенное давление, МПа;
 Q_d — равнодействующая нагрузка от давления, Н;
 Q_{FM} — приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента, Н;
 Q_f — нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, Н;
 $[q]$ — допускаемое удельное давление, МПа;
 q — расчетное удельное давление, МПа;
 $q_{обж}$ — удельное давление обжатия прокладки, МПа;
 R_c — радиус кривизны сферической части неотбортованной крышки, мм;
 R_n — усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения, Н;
 S_3 — эквивалентная толщина втулки фланца, мм;
 S_0 — толщина втулки приварного встык фланца в месте приварки к обечайке (трубе), толщина обечайки (трубы) плоского фланца или бурта свободного фланца, мм;
 S_1 — толщина втулки приварного встык фланца в месте присоединения к тарелке, мм;
 t — расчетная температура стенки корпуса (штуцера) в месте расположения фланцевого соединения, °С;

- $t_{ф1}, t_{ф2}, t_{ф}$ — расчетная температура фланца, °С;
 $t_{б}$ — расчетная температура болта (шпильки), °С;
 $t_{к}$ — расчетная температура свободного кольца, °С;
 $t_{кр}$ — расчетная температура крышки, °С;
 $t_{р}$ — расчетная температура трубной решетки или иной закладной детали, зажатой между фланцами, °С;
 $X_{кр}$ — параметр плоской крышки;
 x — относительная длина втулки фланца;
 $y_{п}$ — податливость прокладки, мм/Н;
 $y_{б}$ — податливость болтов (шпилек), мм/Н;
 $y_{ф1}, y_{ф2}, y_{ф}$ — угловая податливость фланца при затяжке, 1/Н·мм;
 $y_{к}$ — угловая податливость свободного кольца при затяжке, 1/Н·мм;
 $y_{ф,н}$ — угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом, 1/Н·мм;
 $y_{ф,с}$ — угловая податливость кольца свободного фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом, 1/Н·мм;
 $y_{кр}$ — угловая податливость плоской крышки или угловая податливость фланца со сферической неотбортованной крышкой, 1/Н·мм;
 α — коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой;
 $\alpha_{м}$ — коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом;
 $\alpha_{ф1}, \alpha_{ф2}, \alpha_{ф}$ — температурный коэффициент линейного расширения материала фланца, 1/°С;
 $\alpha_{б}$ — температурный коэффициент линейного расширения материала болта (шпильки), 1/°С;
 $\alpha_{к}$ — температурный коэффициент линейного расширения материала кольца свободного фланца, 1/°С;
 $\alpha_{кр}$ — температурный коэффициент линейного расширения материала крышки, 1/°С;
 $\alpha_{р}$ — температурный коэффициент линейного расширения материала трубной решетки или иной закладной детали, зажатой между фланцами, 1/°С;
 α_{σ} — коэффициент концентрации напряжений;
 $\beta_{т}, \beta_{у}, \beta_{г}, \beta_{z}$ — расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца;
 $\beta_{ф}, \beta_{в}$ — расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца;
 β — отношение толщины втулки в сечении S_1 к толщине в сечении S_0 ;
 γ — жесткость фланцевого соединения, Н/мм;
 ξ — коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке для фланцевых соединений;
 η — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений в резьбе;
 $\theta_{к}$ — угол поворота кольца свободного фланца в рабочих условиях, рад;
 $[\theta]$ — допускаемый угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях, рад;
 $[\theta]_{к}$ — допускаемый угол поворота кольца свободного фланца в рабочих условиях, рад;
 λ — коэффициент;
 λ_1 — параметр сферической неотбортованной крышки;
 ζ — коэффициент, зависящий от соотношения размеров втулки фланца;
 σ_a — расчетная амплитуда приведенных упругих напряжений, МПа;
 σ_a^p — расчетная амплитуда приведенных упругих напряжений для рабочих условий, МПа;
 $\sigma_{в}^{20}$ — временное сопротивление материала болтов (шпилек) при температуре 20 °С, МПа;
 $\sigma_{в}$ — временное сопротивление материала болтов (шпилек) при расчетной температуре, МПа;
 $\sigma_{т}^{20}$ — предел текучести материала болтов (шпилек) при температуре 20 °С, МПа;
 $\sigma_{т}$ — предел текучести материала болтов (шпилек) при расчетной температуре, МПа;
 $\sigma_{д,10^5}$ — среднее значение предела длительной прочности материала болтов (шпилек) за 10^5 ч при расчетной температуре, МПа;
 $\sigma_{1\%10^5}$ — средний 1% - ный предел ползучести материала болтов (шпилек) за 10^5 ч при расчетной температуре, МПа;
 σ_1^M, σ_0^M — меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S_1 и S_0 соответственно, МПа;

- $\sigma_{11}^M, \sigma_{12}^M$ — расчетные меридиональные напряжения в обечайке (втулке) фланца при затяжке на наружной и внутренней поверхности соответственно (в сечении S_1), МПа;
- $\sigma_{01}^M, \sigma_{02}^M$ — расчетные меридиональные напряжения в сечении S_0 фланца при затяжке на наружной и внутренней поверхности соответственно, МПа;
- $\sigma_{13}^M, \sigma_{14}^M$ — окружные напряжения при затяжке на наружной и внутренней поверхности соответственно (сечение S_1), МПа;
- $\sigma_{15}^M, \sigma_{16}^M$ — радиальные напряжения при затяжке (сечение S_1), МПа;
- $\sigma_{03}^M, \sigma_{04}^M$ — окружные напряжения при затяжке на наружной и внутренней поверхности соответственно (сечение S_0), МПа;
- $\sigma_{05}^M, \sigma_{06}^M$ — радиальные напряжения при затяжке (сечение S_0), МПа;
- σ_1^P, σ_0^P — расчетные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях (в сечении S_1 и S_0 соответственно), МПа;
- $\sigma_{1M.M}^P, \sigma_{0M.M}^P$ — меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S_1 и S_0 соответственно), МПа;
- $\sigma_{0M.O}^P$ — окружные мембранные напряжения в рабочих условиях в сечении S_0 , МПа;
- $\sigma_{11}^P, \sigma_{12}^P$ — меридиональные напряжения в обечайке (втулке) в рабочих условиях на наружной и внутренней поверхности соответственно (в сечении S_1), МПа;
- $\sigma_{01}^P, \sigma_{02}^P$ — меридиональные напряжения в обечайке (втулке) в рабочих условиях на наружной и внутренней поверхности соответственно (в сечении S_0), МПа;
- $\sigma_{03}^P, \sigma_{04}^P$ — окружные напряжения в обечайке (втулке) в рабочих условиях на наружной и внутренней поверхностях соответственно (в сечении S_0), МПа;
- $\sigma_{05}^P, \sigma_{06}^P$ — радиальные напряжения в рабочих условиях (сечение S_0), МПа;
- $\sigma_{13}^P, \sigma_{14}^P$ — окружные напряжения в обечайке (втулке) в рабочих условиях на наружной и внутренней поверхностях соответственно (в сечении S_1), МПа;
- $\sigma_{15}^P, \sigma_{16}^P$ — радиальные напряжения в рабочих условиях (сечение S_1), МПа;
- σ_{61} — расчетное напряжение в болтах (шпильках) при затяжке, МПа;
- σ_{62} — расчетное напряжение в болтах (шпильках) в рабочих условиях, МПа;
- σ_K^M — расчетное напряжение в кольце свободного фланца при затяжке, МПа;
- σ_K^P — расчетное напряжение в кольце свободного фланца в рабочих условиях, МПа;
- σ_R^M — радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки, МПа;
- σ_T^M — окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки, МПа;
- σ_R^P — радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях, МПа;
- σ_T^P — окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях, МПа;
- $[\sigma]_0$ — допускаемое значение условных упругих напряжений в сечении S_0 , МПа;
- $[\sigma]_H^b$ — номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях, МПа;

$[\sigma]_м^б$ — допустимое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке, МПа;

$[\sigma]_р^б$ — допустимое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях и при расчете на условия испытания, МПа;

$[\sigma]^{20}$ — допустимое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при температуре 20 °С, МПа;

$[\sigma]$ — допустимое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при расчетной температуре, МПа;

$[\sigma]_к^{20}$ — допустимое напряжение для материала кольца свободного фланца при температуре 20 °С, МПа;

$[\sigma]_к$ — допустимое напряжение для материала кольца свободного фланца при расчетной температуре, МПа;

$[\sigma]_м$ — допустимое значение общих мембранных и изгибных напряжений в соответствии с пунктом 8.10 ГОСТ Р 52857.1, МПа;

$[\sigma]_R$ — допустимое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений в соответствии с пунктом 8.10 ГОСТ Р 52857.1, МПа;

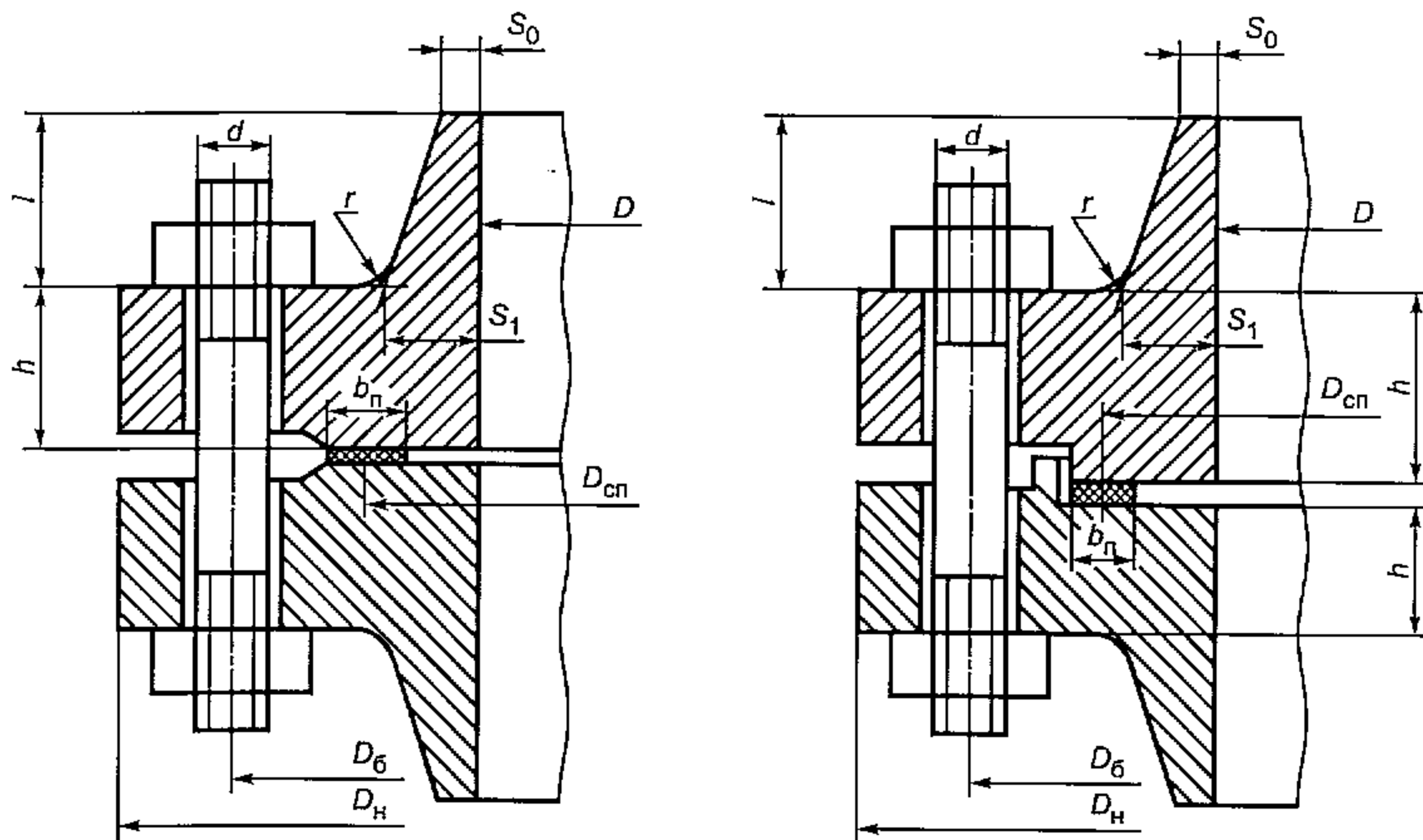
$\Delta\sigma_{11}^p, \Delta\sigma_{01}^p, \Delta\sigma_{02}^p, \Delta\sigma_{03}^p, \Delta\sigma_{04}^p, \Delta\sigma_k^p, \Delta\sigma_{\sigma 2}$ — максимальные разности значений напряжений при различных эксплуатационных нагрузках, имеющих место в течение одного цикла нагружения, МПа;

ψ_k — коэффициент;

ψ_1 — коэффициент сферической неотбортованной крышки.

4 Общие положения

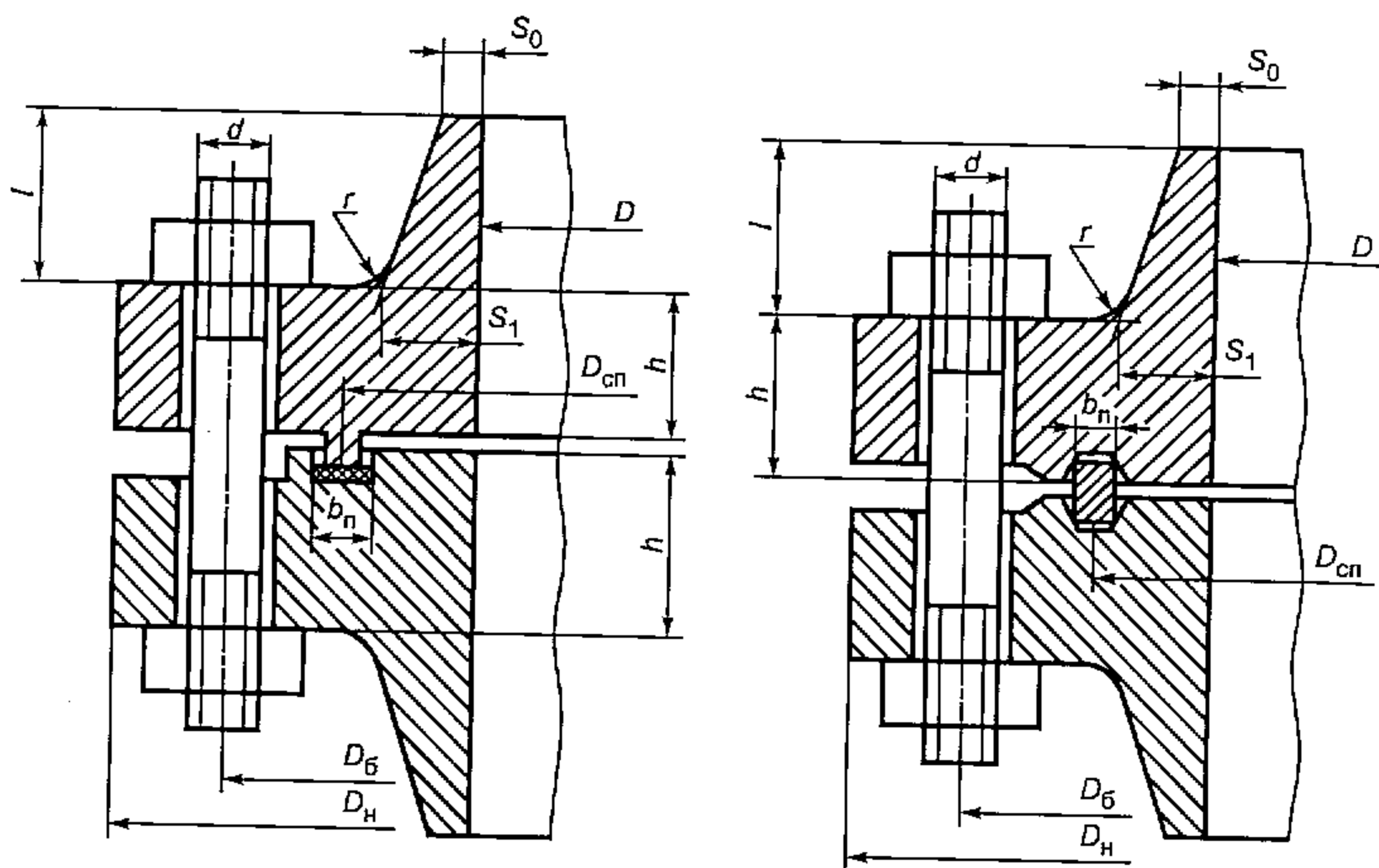
4.1 Основные типы фланцевых соединений, рассматриваемых в настоящем стандарте, приведены на рисунках 1 — 3. На рисунке 1 приведены примеры фланцевых соединений с приварными встык фланцами, на рисунке 2 — с плоскими приварными фланцами, на рисунке 3 — со свободными фланцами.



а — фланцевое соединение с гладкой уплотнительной поверхностью

б — фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью типа выступ — впадина

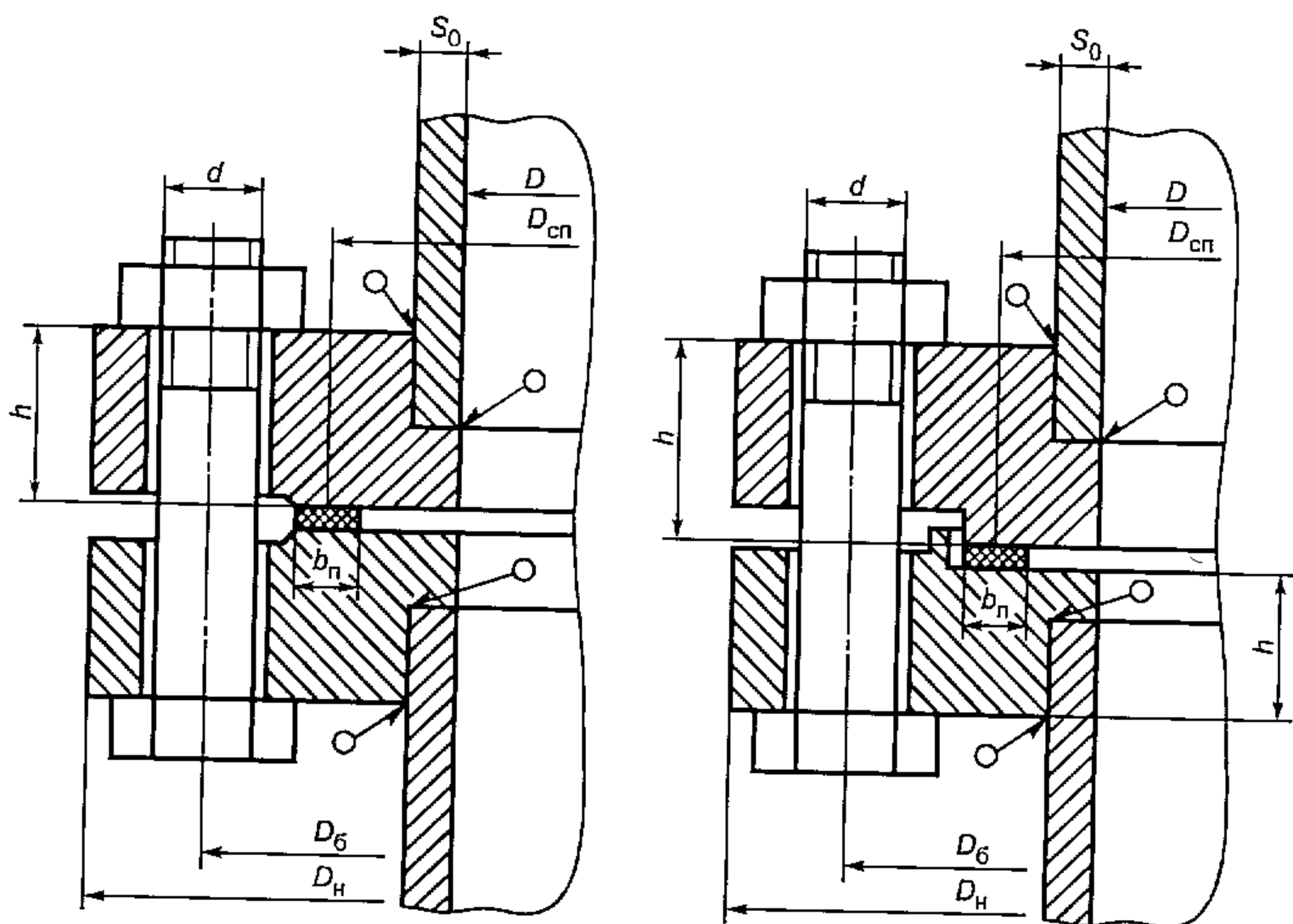
Рисунок 1, лист 1 — Фланцевые соединения с приварными встык фланцами



в — фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью типа шип — паз

г — фланцевое соединение с канавкой под восьмигранную или овальную прокладку

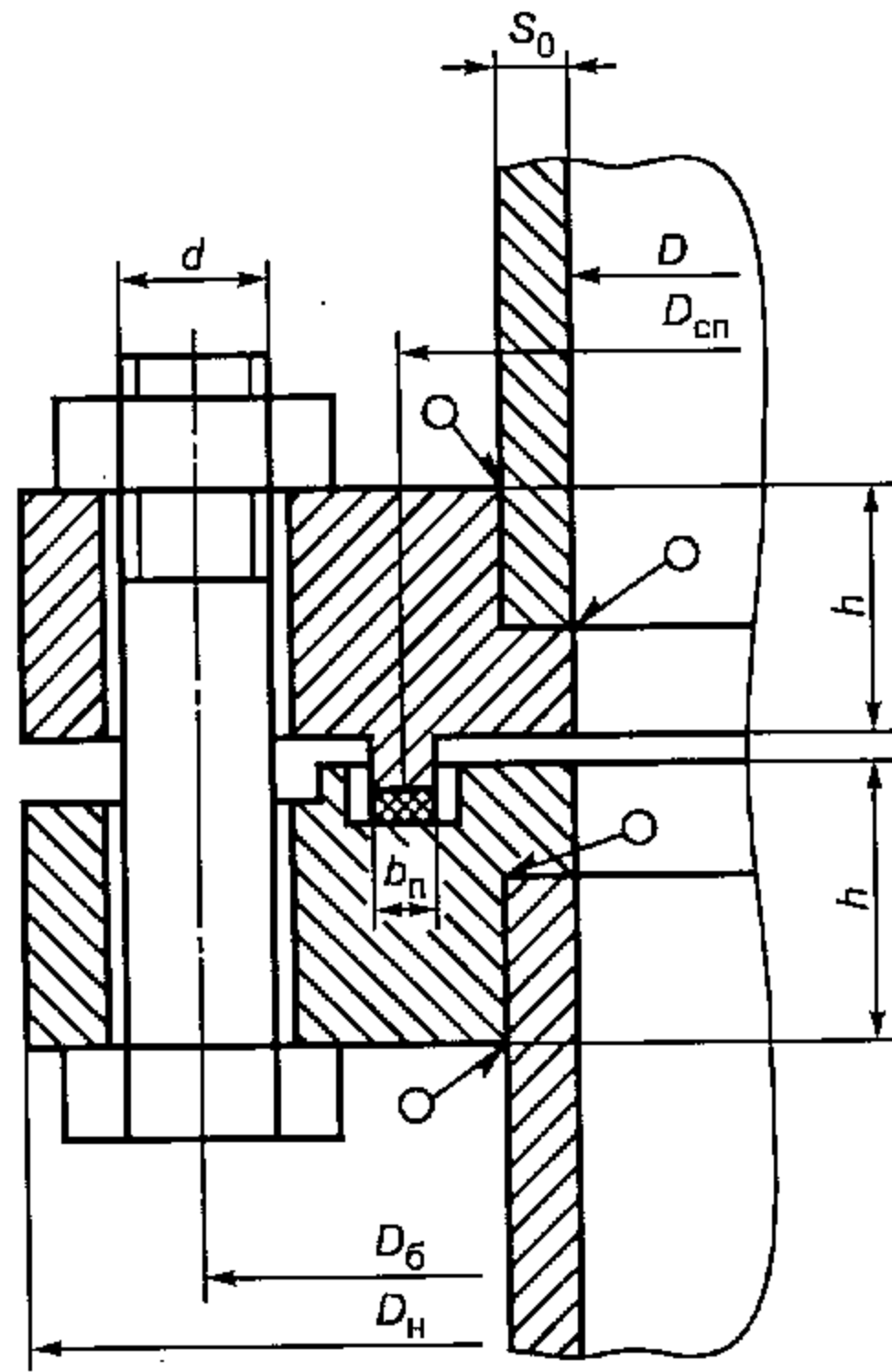
Рисунок 1, лист 2 — Фланцевые соединения с приварными встык фланцами



а — фланцевое соединение с гладкой уплотнительной поверхностью

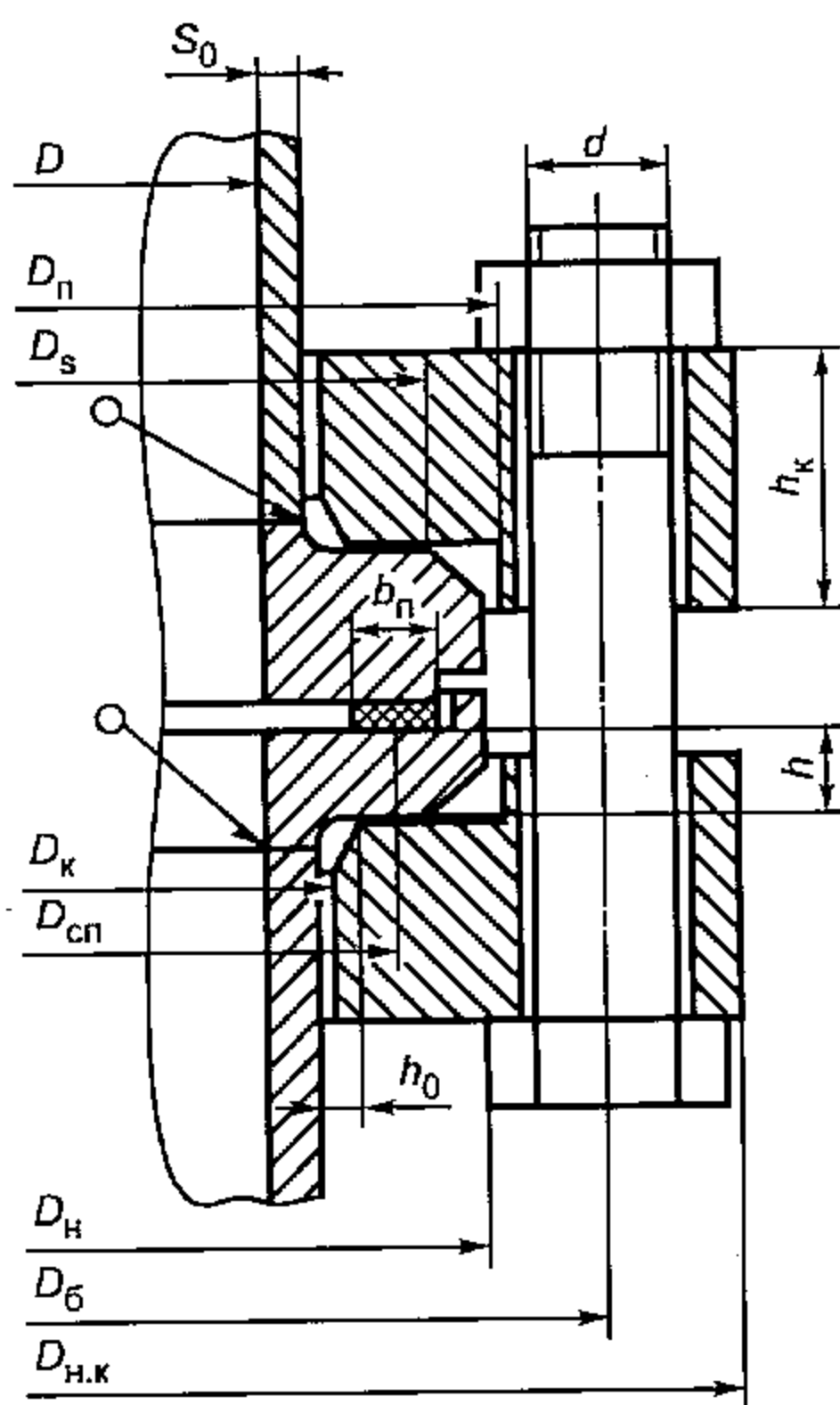
б — фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью типа выступ — впадина

Рисунок 2, лист 1 — Фланцевые соединения с плоскими фланцами

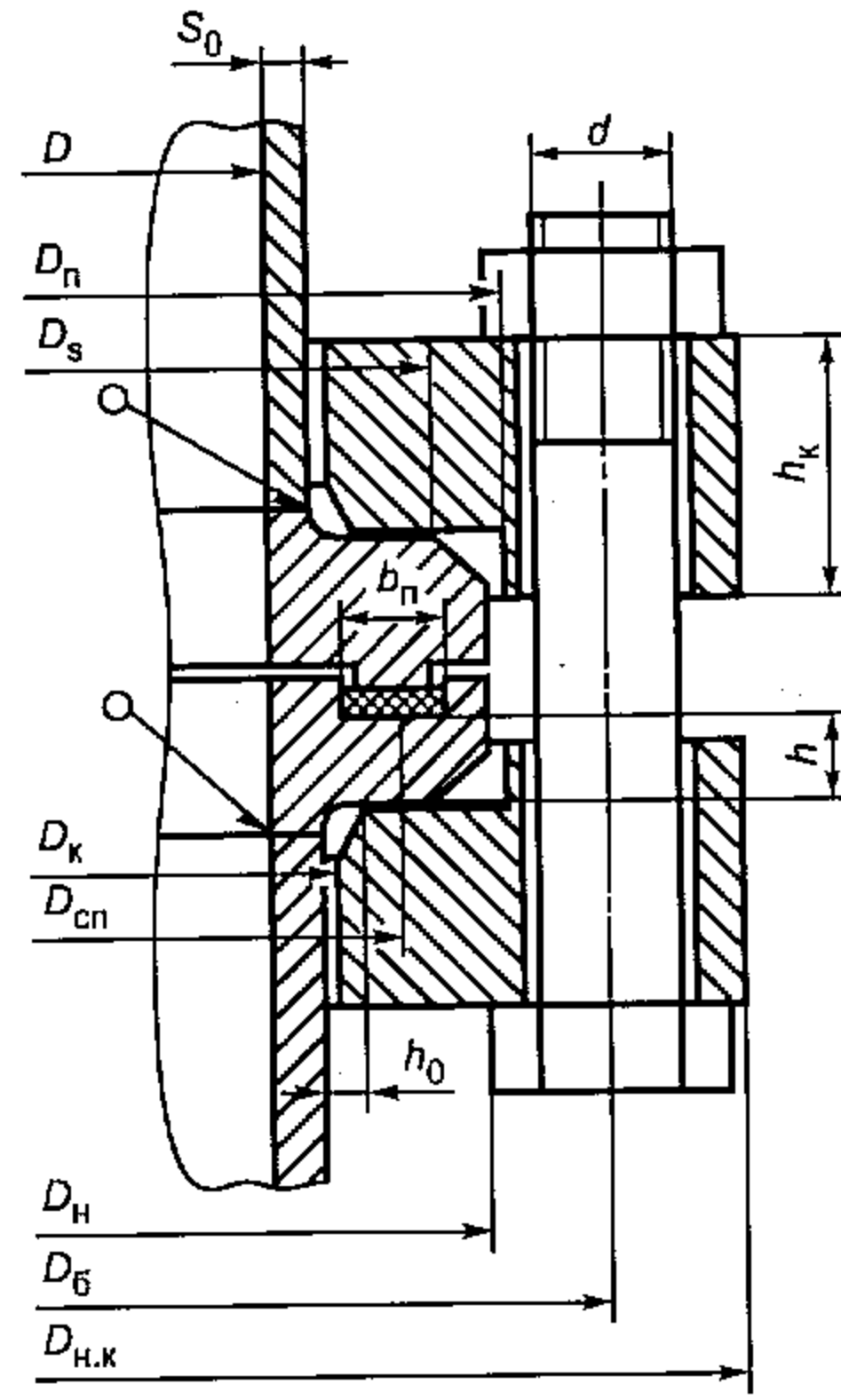


в — фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью типа шип — паз

Рисунок 2, лист 2 — Фланцевые соединения с плоскими фланцами



а — фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью типа выступ — впадина



б — фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью типа шип — паз

Примечание — Рисунки 1—3 не определяют всех деталей конструкции фланцевых соединений

Рисунок 3 — фланцевые соединения со свободными кольцами

Настоящий стандарт позволяет также рассчитывать фланцевые соединения смешанных типов: приварные встык — с плоскими, плоские — со свободными фланцами и т. д., соединения фланца с плоской или неотбортованной сферической крышкой, а также фланцевые соединения с зажатыми между фланцами трубными решетками или другими закладными деталями.

Рекомендации по пределам применения фланцев и прокладок различных типов приведены в приложении А.

4.2 Настоящий метод расчета распространяется на фланцевые соединения, отвечающие условиям:

$$\frac{D_H}{D} \leq 5; \quad (1)$$

$$\frac{2h}{D_H - D} \geq 0,25. \quad (2)$$

Уклон втулки приварного встык фланца не должен превышать 1:2,5 (0,4):

$$\frac{S_1 - S_0}{l} \leq 0,4. \quad (3)$$

Если уклон втулки приварного встык фланца превышает 1:3 (0,33), втулка должна иметь цилиндрическую часть толщиной S_0 и длиной не менее $1,5S_0$.

4.3 При расчете фланцевых соединений учитывают следующие виды нагрузок:

- усилие затяжки болтов (шпилек);
- внутреннее или наружное давление;
- внешнюю осевую силу;
- внешний изгибающий момент;

- усилия, вызванные стесненностью температурных деформаций элементов фланцевых соединений, включая фланцы, болты (шпильки) и зажатую между фланцами трубную решетку или закладную деталь.

Если между фланцами зажата трубная решетка или закладная деталь, давления по обе стороны которой отличаются друг от друга, в расчете фланцевого соединения следует учитывать давление, действующее на каждый из фланцев в отдельности, и общее для двух фланцев усилие в болтах (шпильках).

Если в качестве ответного фланца используют краевую часть трубной решетки кожухотрубчатого теплообменного аппарата, то при определении нагрузок, действующих на элементы фланцевого соединения, и углов поворотов фланцев следует учитывать деформации кожуха, трубного пучка и решетки в соответствии с ГОСТ Р 52857.7.

4.4 Если внешняя осевая сила F включает составляющую от давления, в расчетные формулы следует вместо F подставлять $(F - Q_d)$.

Фланцевые соединения должны отвечать условиям прочности и плотности как в случае учета внешней осевой силы и изгибающего момента, так и при расчете только на действие давления.

Рекомендации по выбору нормализованных фланцевых соединений, нагруженных давлением, осевой силой и изгибающим моментом, приведены в приложении Б.

4.5 Если аппарат работает при нескольких различных режимах, расчет должен быть выполнен на условия, обеспечивающие прочность и герметичность фланцевых соединений при всех режимах.

4.6 Расчетные температуры элементов фланцевого соединения, необходимые для определения физико-механических характеристик материалов и допускаемых напряжений, а также при расчете на прочность с учетом стесненности температурных деформаций, определяют на основании теплотехнических расчетов или результатов испытаний в соответствии с ГОСТ Р 52857.1, раздел 5.

Рекомендации по назначению температур элементов фланцевого соединения при отсутствии результатов специальных теплотехнических расчетов или результатов испытаний приведены в приложении В. Рекомендации, приведенные в приложении В, не распространяются на фланцы с прорезями и фланцы, между которыми зажата трубная решетка или закладная деталь.

4.7 Если свободное температурное расширение в осевом направлении элементов фланцевого соединения, находящихся между опорными поверхностями гаек (головки болта и гайки), превышает свободное температурное перемещение болтов (шпилек), расчет фланцев и болтов (шпилек) с учетом усилий, вызванных стесненностью температурных деформаций элементов фланцевых соединений, допускается не проводить в следующих случаях:

- если расчетная температура элементов фланцевого соединения не превышает $100\text{ }^\circ\text{C}$;

если свободное температурное расширение в осевом направлении элементов фланцевого соединения, находящихся между опорными поверхностями гаек (головки болта и гайки), включая фланцы и прокладку между фланцами трубную решетку или закладную деталь, превышает свободное температурное перемещение болтов (шпилек) не более чем на 10 %.

4.8 Если необходимо учесть усилия, вызванные стесненностью температурных деформаций элементов фланцевого соединения, следует выполнить два расчета: расчет без учета усилий, вызванных стесненностью температурных деформаций элементов фланцевых соединений, и с их учетом, используя в каждом случае соответствующие значения допускаемых напряжений. При этом в каждом случае должна обеспечиваться прочность и герметичность всех элементов фланцевого соединения.

4.9 Необходимость выполнения расчета фланцевого соединения на малоцикловую усталость определяется в соответствии с ГОСТ Р 52857.6 в зависимости от расчетного количества сборок — разборок и циклов нагружения давлением или теплосмен.

4.10 Расчет фланцевого соединения для условий испытаний проводят так же, как для рабочих условий. При этом допускаемые напряжения для условий испытания принимаются в соответствии с ГОСТ Р 52857.1 и приложением Г. Расчет фланцевого соединения для условий испытания проводить не требуется, если выполняется соответствующее условие, приведенное в ГОСТ Р 52857.1 (пункт 8.4).

4.11 Расчет фланцевых соединений на прочность и герметичность состоит из следующих этапов:

- определения усилия, действующего на прокладку в рабочих условиях, необходимого для обеспечения герметичности фланцевого соединения, и усилия, необходимого для первоначального сжатия прокладки;
- определения усилия в болтах (шпильках) в рабочих условиях и усилия при затяжке, необходимого для обеспечения герметичности фланцевого соединения в рабочих условиях. Проверка прочности болтов (шпилек) и прокладки;
- расчет на прочность элементов фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях при действии давления, усилий в болтах (шпильках), необходимых для обеспечения герметичности фланцевого соединения и других нагрузок;
- проверки углов поворота фланцев;
- расчета элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость в случае, если нагружение носит циклический характер.

4.12 Если для учета воздействия на фланец коррозионно-активной среды назначается прибавка к расчетной толщине для компенсации коррозии, следует при определении податливости фланцев и усилий, действующих на элементы фланцевого соединения, использовать номинальные размеры фланца без вычета прибавки на коррозию. При определении напряжений во фланцах следует во всех случаях использовать расчетные толщины за вычетом прибавки на коррозию в соответствии с ГОСТ Р 52857.1 (пункт 12.1).

Если для защиты фланца от воздействия коррозионно-активной среды используется наплавка коррозионно-стойкой сталью, следует при определении податливости фланцев и усилий, действующих на элементы фланцевого соединения, использовать номинальные размеры фланца с учетом толщины наплавки. При определении напряжений во фланце и проверке его прочности учет наплавки проводят в соответствии с ГОСТ Р 52857.1 (пункт 8.8).

Если для защиты от воздействия коррозионно-активной среды используется облицовка листом из коррозионно-стойкой стали, следует при определении податливости фланцев, усилий, действующих на элементы фланцевого соединения, и напряжений во фланце использовать номинальные размеры фланца без учета толщины облицовки.

5 Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

5.1 Эффективную ширину прокладки вычисляют по формулам:

- для плоских прокладок:

$$b_0 = b_n \text{ при } b_n \leq 15 \text{ мм,} \quad (4)$$

$$b_0 = 3,8 \sqrt{b_n} \text{ при } b_n > 15 \text{ мм;} \quad (5)$$

- для прокладок овального или восьмигранного сечения:

$$b_0 = \frac{b_n}{4}. \quad (6)$$

Расчетный диаметр плоских прокладок вычисляют по формуле

$$D_{\text{сп}} = D_{\text{н.п}} - b_0. \quad (7)$$

Расчетный диаметр прокладок овального или восьмигранного сечения равен среднему диаметру прокладки.

5.2 Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке, вычисляют по формуле

$$P_{\text{обж}} = 0,5\pi D_{\text{сп}} b_0 q_{\text{обж}}. \quad (8)$$

5.3 Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения, вычисляют по формуле

$$R_n = \pi D_{\text{сп}} b_0 m_p. \quad (9)$$

В случае расчета на действие наружного давления принимают $R_n = 0$.

6 Усилия в болтах (шпильках) фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

6.1 Суммарную площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра вычисляют по формуле

$$A_b = n f_b. \quad (10)$$

Площади поперечных сечений болтов (шпилек) приведены в приложении Д.

6.2 Равнодействующую нагрузку от давления вычисляют по формуле

$$Q_d = 0,785 D_{\text{сп}}^2 p. \quad (11)$$

6.3 Приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, вычисляют по формуле

$$Q_{\text{FM}} = F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}. \quad (12)$$

6.4 Нагрузку, вызванную стесненностью температурных деформаций, вычисляют по формулам:

- в соединениях с приварными встык (см. рисунок 1) и плоскими (см. рисунок 2) фланцами

$$Q_t = \gamma \left[\alpha_{\text{ф1}} h_1 (t_{\text{ф1}} - 20) + \alpha_{\text{ф2}} h_2 (t_{\text{ф2}} - 20) - \alpha_b (h_1 + h_2) (t_b - 20) \right]; \quad (13)$$

- в соединениях со свободными фланцами (см. рисунок 3):

$$Q_t = \gamma \left[\alpha_{\text{ф1}} h_1 (t_{\text{ф1}} - 20) + \alpha_{\text{ф2}} h_2 (t_{\text{ф2}} - 20) + 2\alpha_k h_k (t_k - 20) - \alpha_b (h_1 + h_2 + 2h_k) (t_b - 20) \right]; \quad (14)$$

- в соединении с крышкой:

$$Q_t = \gamma \left[\alpha_{\text{ф}} h (t_{\text{ф}} - 20) + \alpha_{\text{кр}} h_{\text{кр}} (t_{\text{кр}} - 20) - \alpha_b (h + h_{\text{кр}}) (t_b - 20) \right]; \quad (15)$$

- в случае, если между фланцами зажата трубная решетка или иная закладная деталь:

$$Q_t = \gamma \left[\alpha_{\text{ф1}} h_1 (t_{\text{ф1}} - 20) + \alpha_{\text{ф2}} h_2 (t_{\text{ф2}} - 20) + \alpha_p h_p (t_p - 20) - \alpha_b (h_1 + h_2 + h_p) (t_b - 20) \right]. \quad (16)$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения γ определяют в соответствии с приложением Е. Физические и механические свойства крепежных сталей приведены в приложении Ж.

6.5 Расчетную нагрузку на болты (шпильки) фланцевых соединений вычисляют по формулам:

- при затяжке фланцевого соединения:

$$P_6^M = \max\{P_{61}; P_{62}\}, \quad (17)$$

где P_{61} — расчетная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения:

$$P_{61} = \max \left[\begin{array}{l} \alpha(Q_d + F) + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{cp}} \\ \alpha(Q_d + F) + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{cp}} - Q_t \end{array} \right]$$

Коэффициенты α и α_M определяют по приложению Е.

P_{62} — расчетная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов (шпилек):

$$P_{62} = \max\{P_{обж}; 0,4A_6[\sigma]_0^6\};$$

- в рабочих условиях:

$$P_6^P = P_6^M + (1 - \alpha)(Q_d + F) + Q_t + \frac{4(1 - \alpha_M)|M|}{D_{cp}}. \quad (18)$$

7 Проверка прочности болтов (шпилек) и прокладки

7.1 Расчетные напряжения в болтах (шпильках) вычисляют по формулам:

- при затяжке:

$$\sigma_{61} = \frac{P_6^M}{A_6}; \quad (19)$$

- в рабочих условиях:

$$\sigma_{62} = \frac{P_6^P}{A_6}. \quad (20)$$

7.2 Условия прочности болтов (шпилек) определяют по формулам:

- при затяжке:

$$\sigma_{61} \leq [\sigma]_M^6; \quad (21)$$

- в рабочих условиях:

$$\sigma_{62} \leq [\sigma]_P^6. \quad (22)$$

Допускаемые напряжения для болтов (шпилек) при затяжке $[\sigma]_M^6$ и в рабочих условиях $[\sigma]_P^6$ определяют по приложению Г.

7.3 Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок) определяют по формуле

$$q = \frac{\max\{P_6^M; P_6^P\}}{\pi D_{cp} b_n} \leq [q]. \quad (23)$$

Допускаемое удельное давление $[q]$ определяют по приложению И.

8 Расчет фланцев на статическую прочность

8.1 Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке, вычисляют по формулам:
- для приварного встык фланца, плоского фланца и бурта свободного фланца:

$$M^M = C_F P_6^M b; \quad (24)$$

- для кольца свободного фланца:

$$M_k^M = C_F P_6^M a. \quad (25)$$

8.2 Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях вычисляют по формулам:

- для приварного встык фланца, плоского фланца и бурта свободного фланца:

$$M^P = C_F \max \left\{ \left[P_6^P b + (Q_d + Q_{FM}) e \right]; |Q_d + Q_{FM}| e \right\}; \quad (26)$$

- для кольца свободного фланца:

$$M_k^P = C_F P_6^P a. \quad (27)$$

Коэффициент C_F определяют по приложению К.

8.3 Расчетные напряжения во фланце при затяжке

8.3.1 Меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца, обечайке (трубе) плоского фланца или обечайке бурта свободного фланца вычисляют по формулам:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*}; \quad (28)$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 :

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M; \quad (29)$$

- для приварных встык фланцев с прямой втулкой, плоских фланцев и свободных фланцев:

$$\sigma_0^M = \sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda (S_0 - c)^2 D^*}. \quad (30)$$

λ , D^* и f определяют по приложению К.

8.3.2 Напряжения в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки вычисляют по формулам:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M; \quad (31)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M. \quad (32)$$

λ , l_0 , β_F , β_Y и β_Z определяют по приложению К.

8.3.3 Окружное напряжение в кольце свободного фланца в условиях затяжки вычисляют по формуле

$$\sigma_k^M = \frac{\beta_Y M_k^M}{h_k^2 D_k}. \quad (33)$$

Коэффициент β_Y определяют по приложению К.

8.4 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

8.4.1 Меридиональные изгибные напряжения во втулке приварного встык фланца, обечайке (трубе) плоского фланца или обечайке (трубе) бурта свободного фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*}; \quad (34)$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 :

$$\sigma_0^P = f \sigma_1^P; \quad (35)$$

- для приварных встык фланцев с прямой втулкой, плоских фланцев и фланцев со свободными кольцами:

$$\sigma_0^P = \sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_0 - c)^2 D^*}. \quad (36)$$

λ , D^* и f определяют по приложению К.

8.4.2 Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца, обечайке (трубе) плоского фланца или обечайке (трубе) бурта свободного фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1\text{м.м}}^P = \frac{Q_d + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi (D + S_1) (S_1 - c)}; \quad (37)$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 , приварных встык фланцев с прямой втулкой, плоских фланцев и свободных фланцев:

$$\sigma_{0\text{м.м}}^P = \frac{Q_d + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi (D + S_0) (S_0 - c)}. \quad (38)$$

8.4.3 Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца, обечайке (трубе) плоского фланца или обечайке (трубе) бурта свободного фланца в сечении S_0 вычисляют по формуле

$$\sigma_{0\text{м.о}}^P = \frac{pD}{2(S_0 - c)}. \quad (39)$$

8.4.4 Напряжения в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0) M^P}{\lambda h^2 l_0 D}; \quad (40)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_T^P = \frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P. \quad (41)$$

λ , l_0 , β_F , β_Y и β_Z — определяют по приложению К.

8.4.5 Окружное напряжение в кольце свободного фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\sigma_k^p = \frac{\beta_Y M_k^p}{h^2 D_k}. \quad (42)$$

Коэффициент β_Y определяют по приложению К.

8.5 Условия статической прочности фланцев

8.5.1 Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 условия статической прочности вычисляют по формулам:

- при затяжке:

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^M + \sigma_R^M \right|; \left| \sigma_1^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_M; \quad (43)$$

- в рабочих условиях:

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^p - \sigma_{1M.M}^p + \sigma_R^p \right|; \left| \sigma_1^p - \sigma_{1M.M}^p + \sigma_T^p \right|; \left| \sigma_1^p + \sigma_{1M.M}^p \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_M, \quad (44)$$

где $K_T = 1,3$ при расчете с учетом стесненности температурных деформаций. При расчете без учета стесненности температурных деформаций $K_T = 1$.

8.5.2 Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 условия статической прочности определяют по формулам:

- при затяжке:

$$\sigma_0^M \leq 1,3 [\sigma]_R; \quad (45)$$

- в рабочих условиях:

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^p \pm \sigma_{0M.M}^p \right|; \left| 0,3 \sigma_0^p \pm \sigma_{0M.O}^p \right|; \left| 0,7 \sigma_0^p \pm (\sigma_{0M.M}^p - \sigma_{0M.O}^p) \right| \right\} \leq 1,3 [\sigma]_R. \quad (46)$$

8.5.3 Для приварных встык фланцев с прямой втулкой, плоских фланцев и буртов свободных фланцев в сечении S_0 условия статической прочности вычисляют по формулам:

- при затяжке:

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^M + \sigma_R^M \right|; \left| \sigma_0^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_0; \quad (47)$$

- в рабочих условиях:

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^p - \sigma_{0M.M}^p + \sigma_T^p \right|; \left| \sigma_0^p - \sigma_{0M.M}^p + \sigma_R^p \right|; \left| \sigma_0^p + \sigma_{0M.M}^p \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_0, \quad (48)$$

где $[\sigma]_0 = [\sigma]_M$ — допускаемое значение условных упругих напряжений в сечении S_0 .

Для плоских фланцев при $D \geq 400$ мм допускается принимать $[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R$.

K_T определяют по 8.5.1.

8.5.4 Проверку приварных встык фланцев с прямой втулкой, плоских фланцев и буртов свободных фланцев в сечении S_0 по 8.5.3 допускается не проводить, если выполняются следующие условия:

$$S_0 \leq 16 \text{ мм}; \quad (49)$$

$$\frac{D}{S_0} \leq 300; \quad (50)$$

$$\frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} \leq [\sigma]^{20}; \quad (51)$$

$$\frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} \leq [\sigma]. \quad (52)$$

8.5.5 Для фланцев всех типов в сечении S_0 должно выполняться условие:

$$\max \left\{ \left| \sigma_{0\text{м.о}}^P \right|; \left| \sigma_{0\text{м.м}}^P \right| \right\} \leq [\sigma]. \quad (53)$$

Для тарелок приварных встык фланцев, плоских фланцев и буртов свободных фланцев должны

выполняться условия:

- при затяжке:

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|; \left| \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]; \quad (54)$$

- в рабочих условиях:

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^P \right|; \left| \sigma_T^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]. \quad (55)$$

K_T определяют по 8.5.1.

8.5.7 Для колец свободных фланцев условия статической прочности определяют по формулам:

- при затяжке:

$$\sigma_k^M \leq K_T [\sigma]_k^{20}; \quad (56)$$

- в рабочих условиях:

$$\sigma_k^P \leq K_T [\sigma]_k. \quad (57)$$

K_T определяют по 8.5.1.

9 Проверка углов поворота фланцев

9.1 Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца и бурта свободного фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\Theta = M^P y_\Phi \frac{E^{20}}{E} \leq K_\Theta [\Theta]. \quad (58)$$

Допустимый угол поворота приварного встык фланца:

$$[\Theta] = 0,006 \text{ при } D \leq 400 \text{ мм,}$$

$$[\Theta] = 0,013 \text{ при } D > 2000 \text{ мм.}$$

При значениях $400 \text{ мм} < D \leq 2000 \text{ мм}$ допустимый угол поворота $[\Theta]$ определяют с помощью линейной интерполяции.

Допустимый угол поворота плоского фланца или бурта свободного фланца $[\Theta] = 0,013$.

Коэффициент $K_\Theta = 1$ — в рабочих условиях; $K_\Theta = 1,3$ — в условиях испытания.

9.2 Угол поворота кольца свободного фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\Theta_k = M_k^P y_k \frac{E_k^{20}}{E_k} \leq K_\Theta [\Theta]_k. \quad (59)$$

Допустимый угол поворота кольца свободного фланца $[\Theta] = 0,002$.

10 Расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость

10.1 Размах условных упругих напряжений в элементах фланцевого соединения

10.1.1 Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S_1 в условиях затяжки вычисляются по формулам:

- меридиональное напряжение:

$$\sigma_{11}^M = \sigma_1^M; \quad (60)$$

$$\sigma_{12}^M = -\sigma_1^M; \quad (61)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{13}^M = \sigma_{14}^M = \sigma_T^M; \quad (62)$$

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{15}^M = \sigma_{16}^M = \sigma_R^M; \quad (63)$$

10.1.2 Размах условных упругих напряжений в меридиональном направлении на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S_0 в условиях затяжки вычисляются по формулам:

$$\sigma_{01}^M = \sigma_0^M; \quad (64)$$

$$\sigma_{02}^M = -\sigma_0^M. \quad (65)$$

10.1.3 Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях втулки приварных встык фланцев с прямой втулкой, плоских фланцев и бурта свободных фланцев в сечении S_0 в условиях затяжки вычисляются по формулам:

- меридиональное напряжение:

$$\sigma_{01}^M = \sigma_0^M; \quad (66)$$

$$\sigma_{02}^M = -\sigma_0^M; \quad (67)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{03}^M = \sigma_{04}^M = \sigma_T^M; \quad (68)$$

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{05}^M = \sigma_{06}^M = \sigma_R^M. \quad (69)$$

10.1.4 Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхности конической втулки приварного встык фланца в сечении S_1 в рабочих условиях вычисляются по формулам:

- меридиональное напряжение:

$$\sigma_{11}^P = \sigma_1^P + \sigma_{1M.M}^P; \quad (70)$$

$$\sigma_{12}^P = -\sigma_1^P + \sigma_{1M.M}^P; \quad (71)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{13}^P = \sigma_{14}^P = \sigma_T^P; \quad (72)$$

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{15}^p = \sigma_{16}^p = \sigma_R^p. \quad (73)$$

10.1.5 Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхности конической

штулки приварного встык фланца в сечении S_0 в рабочих условиях вычисляют по формулам:

- меридиональное напряжение:

$$\sigma_{01}^p = \sigma_0^p + \sigma_{0М.М}^p; \quad (74)$$

$$\sigma_{02}^p = -\sigma_0^p + \sigma_{0М.М}^p; \quad (75)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{03}^p = \sigma_{0М.О}^p + 0,3 \sigma_0^p; \quad (76)$$

$$\sigma_{04}^p = \sigma_{0М.О}^p - 0,3 \sigma_0^p. \quad (77)$$

10.1.6 Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхности втулки приварных встык фланцев с прямой втулкой, плоских фланцев и бурта свободных фланцев в сечении S_0 в рабочих условиях вычисляют по формулам:

- меридиональное напряжение:

$$\sigma_{01}^p = \sigma_0^p + \sigma_{0М.М}^p; \quad (78)$$

$$\sigma_{02}^p = -\sigma_0^p + \sigma_{0М.М}^p; \quad (79)$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{03}^p = \sigma_{04}^p = \sigma_T^p; \quad (80)$$

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{05}^p = \sigma_{06}^p = \sigma_R^p. \quad (81)$$

10.2 Расчетные амплитуды приведенных условных упругих напряжений при затяжке

10.2.1 Для приварных встык фланцев с конической втулкой амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{\max \{ \alpha_\sigma |\sigma_{11}^M|; |\sigma_{12}^M - \sigma_{14}^M|; |\sigma_{12}^M - \sigma_{16}^M|; |\sigma_{01}^M| \}}{2}. \quad (82)$$

α_σ определяют по графику, приведенному на рисунке 4, в зависимости от отношения r/S_1 :

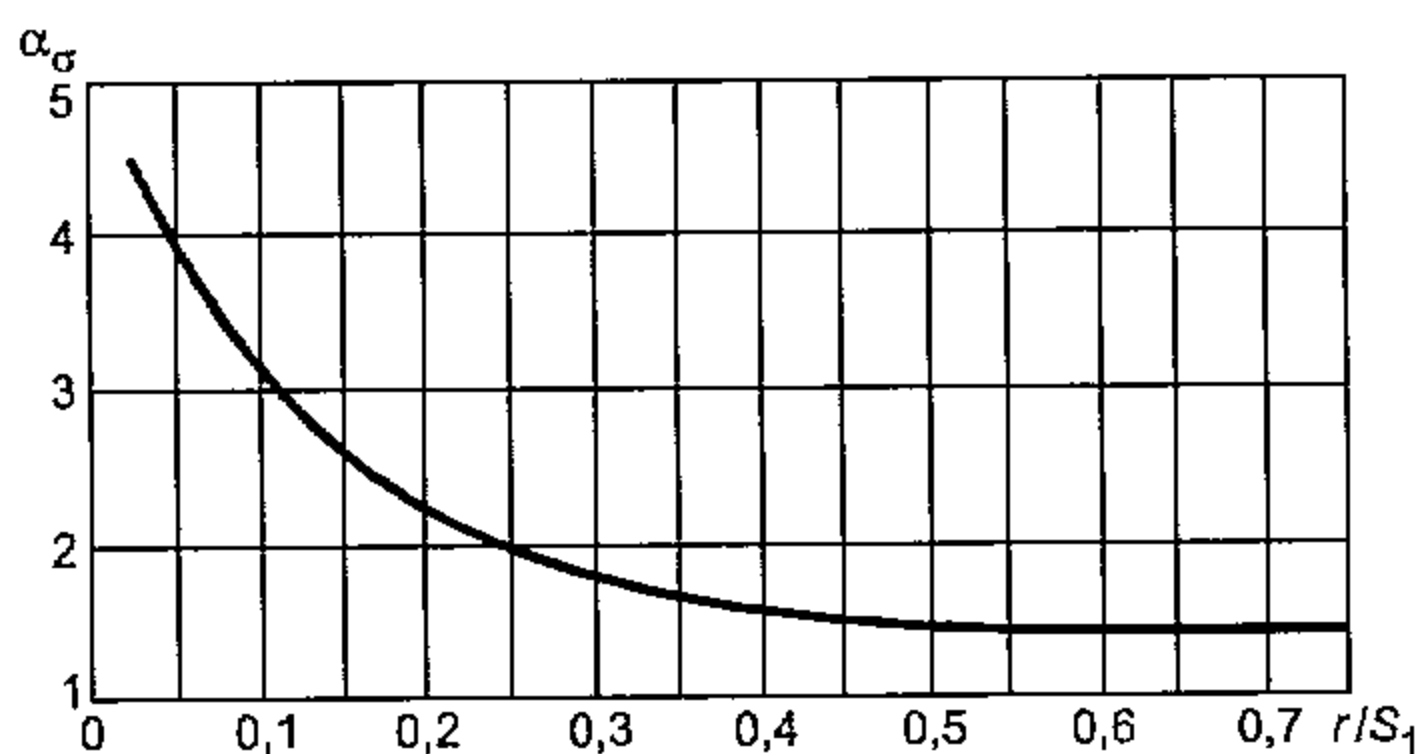


Рисунок 4 — График α_σ

10.2.2 Для приварных встык фланцев с прямой втулкой и бурта свободных фланцев амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{\max \left\{ \alpha_\sigma |\sigma_{01}^M|; |\sigma_{02}^M - \sigma_{04}^M|; |\sigma_{02}^M - \sigma_{06}^M| \right\}}{2}. \quad (83)$$

α_σ определяют по графику, приведенному на рисунке 4, при $S_1 = S_0$.

10.2.3 Для плоских фланцев амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{1,5 \max \left\{ |\sigma_{01}^M|; |\sigma_{02}^M - \sigma_{04}^M|; |\sigma_{02}^M - \sigma_{06}^M| \right\}}{2}. \quad (84)$$

10.2.4 Для колец свободных фланцев амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{\sigma_k^M}{2}. \quad (85)$$

10.2.5 Для шпилек (болтов) амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{1,8 \sigma_{61}}{2}. \quad (86)$$

10.3 Расчетные амплитуды приведенных упругих напряжений в рабочих условиях

10.3.1 Для приварных встык фланцев с конической втулкой амплитуду приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\sigma_a^p = \frac{\max \left\{ \alpha_\sigma |\Delta\sigma_{11}^p|; |\Delta\sigma_{12}^p - \Delta\sigma_{14}^p|; |\Delta\sigma_{12}^p - \Delta\sigma_{16}^p| \right\}}{2}. \quad (87)$$

α_σ определяют по графику, приведенному на рисунке 4.

10.3.2 Для приварных встык фланцев с прямой втулкой и буртов свободных фланцев амплитуду приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\sigma_a^p = \frac{\max \left\{ \alpha_\sigma |\Delta\sigma_{01}^p|; |\Delta\sigma_{01}^p - \Delta\sigma_{03}^p|; |\Delta\sigma_{01}^p - \Delta\sigma_{05}^p|; |\Delta\sigma_{02}^p|; |\Delta\sigma_{02}^p - \Delta\sigma_{04}^p|; |\Delta\sigma_{02}^p - \Delta\sigma_{06}^p| \right\}}{2}. \quad (88)$$

α_σ определяют по графику, приведенному на рисунке 4 при $s_1 = s_0$.

10.3.3 Для плоских фланцев амплитуду приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\sigma_a^p = \frac{1,5 \max \left\{ |\Delta\sigma_{01}^p|; |\Delta\sigma_{03}^p|; |\Delta\sigma_{01}^p - \Delta\sigma_{03}^p|; |\Delta\sigma_{02}^p|; |\Delta\sigma_{04}^p|; |\Delta\sigma_{02}^p - \Delta\sigma_{04}^p| \right\}}{2}. \quad (89)$$

10.3.4 Для колец свободных фланцев амплитуду приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\sigma_a^p = \frac{|\Delta\sigma_k^p|}{2}. \quad (90)$$

10.3.5 Для шпилек (болтов) амплитуду приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях вычисляют по формуле

$$\sigma_a^p = \frac{\eta \Delta\sigma_{\sigma 2}}{2}. \quad (91)$$

$\Delta\sigma_{11}^p, \Delta\sigma_{01}^p, \Delta\sigma_{02}^p, \Delta\sigma_{03}^p, \Delta\sigma_{04}^p, \Delta\sigma_k^p, \Delta\sigma_{\sigma 2}$ в формулах (88) — (92) определяют как максимальные разности значений напряжений определенных в соответствии с 10.1.4 — 10.1.6, 8.4.5 и 7.1; $\sigma_{11}^p, \sigma_{01}^p, \sigma_{02}^p, \sigma_{03}^p, \sigma_{04}^p, \sigma_k^p, \sigma_{\sigma 2}$ соответственно при различных эксплуатационных нагрузках, имеющих место в течение одного цикла нагружения.

Коэффициент η определяют по ГОСТ Р 52857.6.

10.4 Проверку малоциклового прочностного элемента фланцевого соединения проводят по ГОСТ Р 52857.6. Для этого по амплитуде напряжений, определенной из условия затяжки (σ_a) по 10.2, определяют допустимое число сборок — разборок $[N]_c$. По амплитуде напряжений, определенной для рабочих условий (σ_a^p) по 10.3, определяют допустимое число циклов изменения режима эксплуатации $[N]_p$.

Условие прочности для заданного числа циклов сборок — разборок N_c и изменений режима эксплуатации N_p будет выполняться, если

$$\frac{N_c}{[N]_c} + \frac{N_p}{[N]_p} \leq 1. \quad (92)$$

Приложение А (рекомендуемое)

Рекомендации по пределам применения фланцев и прокладок различных типов

Плоские и свободные фланцы рекомендуется применять при температуре среды до 300 °С.

Фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью рекомендуется применять для условных давлений среды до 1,6 МПа. Допускается использование фланцев с гладкой уплотнительной поверхностью для более высоких давлений при использовании спирально-навитых прокладок с двумя ограничительными кольцами.

Фланцы с уплотнительной поверхностью «выступ — впадина» рекомендуются для условных давлений среды более 1,6 до 6,3 МПа.

Фланцы с уплотнительной поверхностью «шип — паз» рекомендуются для прокладок, которые необходимо помещать в замкнутый объем.

Фланцы с уплотнительной поверхностью под металлическую прокладку овального или восьмигранного сечения рекомендуются для условных давлений среды не менее 6,3 МПа.

**Приложение Б
(рекомендуемое)**

Рекомендации по выбору нормализованных фланцевых соединений, нагруженных давлением, осевой силой и изгибающим моментом

Если кроме внутреннего давления p на нормализованное фланцевое соединение действуют осевая растягивающая сила F и изгибающий момент M , при выборе нормализованных фланцев следует вместо давления p использовать приведенное давление $p_{пр}$:

$$p_{пр} = p + \frac{4}{\pi D_{сп}^2} \left(F + \frac{4|M|}{D_{сп}} \right). \quad (Б.1)$$

**Приложение В
(рекомендуемое)**

Рекомендации по назначению температур элементов фланцевого соединения

Рабочую температуру элементов фланцевого соединения определяют на основании теплотехнических расчетов или результатов испытаний. При отсутствии более точных данных допускается определять расчетную температуру элементов фланцевого соединения по таблице В.1.

Таблица В.1

Тип фланцевого соединения	Изолированные фланцы			Неизолированные фланцы		
	$t_{ф}$	$t_{к}$	$t_{б}$	$t_{ф}$	$t_{к}$	$t_{б}$
Плоские, приварные встык	t	—	$0,97t$	$0,96t$	—	$0,85t$
Со свободными кольцами	t	$0,97t$	$0,90t$	$0,96t$	$0,90t$	$0,81t$

Приложение Г
(обязательное)

Допускаемые напряжения для материала болтов (шпилек)

Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке и испытании вычисляют по формуле (Г.1) при температуре 20 °С.

Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях вычисляют по формулам (Г.1), (Г.2), но не более номинального допускаемого напряжения при затяжке:

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

$$[\sigma]_H^b = \frac{\sigma_T}{n_T}; \quad (\text{Г.1})$$

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

$$[\sigma]_H^b = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}; \frac{\sigma_D \cdot 10^5}{n_D}; \frac{\sigma_{1\%} \cdot 10^5}{n_n} \right\}, \quad (\text{Г.2})$$

где n_T — коэффициент запаса по отношению к пределу текучести:

$n_T = 2,6 — 2,8$ — для углеродистых сталей, у которых $\sigma_T^{20} / \sigma_B^{20} \geq 0,7$;

$n_T = 2,3$ — для углеродистых сталей, у которых $\sigma_T^{20} / \sigma_B^{20} < 0,7$;

$n_T = 1,9$ — для аустенитных сталей;

$n_D = 1,8$ — коэффициент запаса прочности по пределу длительной прочности;

$n_n = 1,1$ — коэффициент запаса прочности по пределу ползучести.

Допускаемые напряжения для болтов (шпилек) при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания вычисляют по формулам:

$$[\sigma]_M^b = \xi K_{y,p} K_{y,z} K_{y,t} [\sigma]_H^b; \quad (\text{Г.3})$$

$$[\sigma]_p^b = K_{y,p} K_{y,z} K_{y,t} [\sigma]_H^b; \quad (\text{Г.4})$$

где $\xi = 1,2$ — коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке;

$K_{y,p}$ — коэффициент условий работы:

$K_{y,p} = 1,0$ для рабочих условий;

$K_{y,p} = 1,35$ для условий испытания.

$K_{y,z}$ — коэффициент условий затяжки:

$K_{y,z} = 1,0$ при обычной неконтролируемой затяжке;

$K_{y,z} = 1,1$ при затяжке с контролем по крутящему моменту (см. приложение Л);

$K_{y,z} = 1,3$ при затяжке с помощью одновременной контролируемой вытяжке шпилек.

Рекомендуемые значения крутящих моментов при затяжке приведены в приложении Л.

$K_{y,t}$ — коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций:

$K_{y,t} = 1,0$, если нагрузка от температурных деформаций не учитывается;

$K_{y,t} = 1,3$ при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций.

Номинальные допускаемые напряжения для болтов (шпилек) приведены в таблице Г.1.

Таблица Г.1

Расчетная температура болтов (шпилек), °С	Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек), МПа							
	Марки материала							
	35, 40	12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	45Х14Н14В2М	20Х13	35Х, 40Х, 38ХА, 37Х12Н8Г8МБФ, 20ХН3А	30ХМА	25Х1МФ	Д16
20	130,0	110,0	160,0	195,0	230,0	230,0	238,0	83
100	126,0	105,0	150,0	182,0	230,0	230,0	227,0	80
200	120,0	98,0	150,0	165,0	225,0	200,0	217,0	76
250	107,0	95,0	144,0	158,0	222,0	182,0	210,0	—
300	97,0	90,0	139,0	150,0	222,0	174,0	199,0	—
350	86,0	86,0	128,0	147,0	185,0	166,0	185,0	—
375	80,0	85,0	128,0	146,0	175,0	166,0	180,0	—
400	75,0	83,0	128,0	145,0	160,0	166,0	175,0	—
425	68,0	82,0	125,0	143,0	156,0	161,0	168,0	—
450	—	80,0	123,0	142,0	—	156,0	161,0	—
475	—	79,0	120,0	140,0	—	—	152,0	—
500	—	78,0	118,0	—	—	—	143,0	—
510	—	—	117,0	—	—	—	—	—
520	—	—	116,0	—	—	—	—	—
530	—	—	115,0	—	—	—	—	—
540	—	—	114,0	—	—	—	—	—
550	—	—	113,0	—	—	—	—	—

Продолжение таблицы Г.1

Расчетная температура болтов (шпилек), °С	Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек), МПа							
	Марки материала							
	25Х2М1Ф	20Х1МФ1БР	18Х12ВМБРФ	14Х17Н2	07Х16Н6	ХН35ВТ	08Х15Н24ВА4ТР	
20	238,0	238,0	238,0	232,0	321,0	208,0	231,0	
100	232,0	234,0	234,0	230,0	314,0	196,0	226,0	
200	231,0	224,0	231,0	220,0	312,5	186,0	221,0	
250	224,0	213,0	227,0	218,0	309,8	186,0	219,0	
300	220,0	202,0	227,0	209,0	307,0	186,0	217,0	
350	213,0	185,0	220,0	207,0	307,0	186,0	215,0	
375	209,0	183,0	216,0	—	—	186,0	214,0	
400	206,0	182,0	213,0	—	—	186,0	213,0	
425	202,0	178,0	208,0	—	—	186,0	213,0	
450	199,0	175,0	203,0	—	—	186,0	213,0	
475	195,0	171,0	196,0	—	—	186,0	213,0	
500	192,0	167,0	189,0	—	—	186,0	208,0	

Окончание таблицы Г.1

Расчетная температура болтов (шпилек), °С	Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек), МПа						
	Марки материала						
	25X2M1Ф	20X1MФ1БР	18X12ВМБРФ	14X17H2	07X16H6	ХН35ВТ	08X15H24BA4TP
510	—	—	—	—	—	185,0	205,0
520	—	—	—	—	—	184,0	202,0
530	—	—	—	—	—	183,0	199,0
540	—	—	—	—	—	181,0	196,0
550	—	—	—	—	—	180,0	195,0
560	—	—	—	—	—	165,0	183,0
570	—	—	—	—	—	150,0	171,0
580	—	—	—	—	—	135,0	169,0
590	—	—	—	—	—	120,0	157,0
600	—	—	—	—	—	115,0	147,0
610	—	—	—	—	—	110,0	—
620	—	—	—	—	—	105,0	—
630	—	—	—	—	—	100,0	—
640	—	—	—	—	—	94,0	—
650	—	—	—	—	—	88,0	—

Приложение Д
(справочное)

Площади поперечных сечений болтов (шпилек)

Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы f_6 и минимальные площади поперечных сечений шпилек с проточкой приведены в таблице Д.1. Все значения в таблице Д.1 приводятся для резьбы с крупным шагом.

Таблица Д.1

Диаметр болта (шпильки), мм	М 10	М 12	М 16	М 20	М 22	М 24	М 27	М 30
Площадь поперечного сечения болтов (шпилек) без проточки, мм ²	52,2	76,2	144,0	225,0	281,5	324,0	430,0	520,0
Площадь поперечного сечения болтов (шпилек) с проточкой, мм ²	47,8	70,9	133,0	201,0	254,5	314,0	380,0	452,0

Окончание таблицы Д.1

Диаметр болта (шпильки), мм	М 36	М 42	М 48	М 52	М 56	М 60	М 64	М 68
Площадь поперечного сечения болтов (шпилек) без проточки, мм ²	760,0	1045,0	1376,0	1652,0	1905,0	2227,0	2520,0	2888,0
Площадь поперечного сечения болтов (шпилек) с проточкой, мм ²	707,0	962,0	1257,0	1521,0	1810,0	2124,0	2290,0	2463,0

Приложение Е
(обязательное)

Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

Плечи действия усилий в болтах (шпильках) вычисляют по формулам:

- для приварных встык и плоских фланцев:

$$b = 0,5 (D_б - D_{сн}), \quad (E.1)$$

- для фланцев со свободными кольцами:

$$a = 0,5 (D_б - D_s), \quad (E.2)$$

$$b = 0,5 (D_s - D_{сн}), \quad (E.3)$$

где $D_s = 0,5 (D_H + D_K + 2h_0)$.

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев принимается равным:

$$e = 0,5 (D_{сн} - D - S_э), \quad (E.4)$$

где $S_э$ — эквивалентная толщина втулки фланцев приварных встык, вычисляемая по формуле

$$S_э = \zeta S_0. \quad (E.5)$$

Коэффициент ζ , зависящий от соотношения размеров конической втулки фланца β и x , определяются по графику, приведенному на рисунке Е.1, или вычисляют по формуле

$$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}}, \quad (E.6)$$

где β , x — вычисляют по формулам (К.9), (К.10) приложения К.

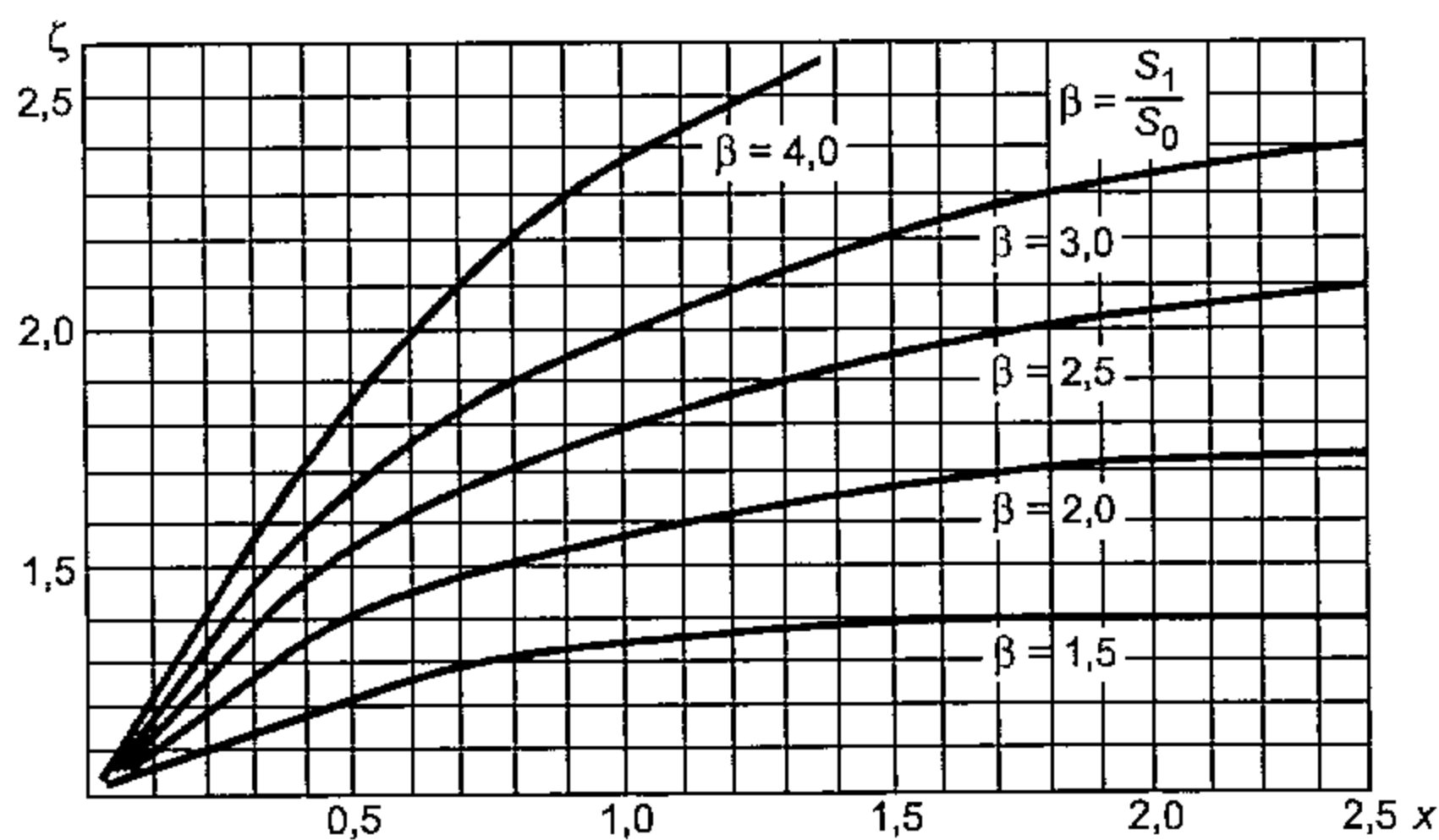


Рисунок Е.1 — Коэффициент ζ

Эквивалентную толщину плоских фланцев и фланцев со свободными кольцами вычисляют по формуле

$$S_э = S_0. \quad (E.7)$$

Жесткость фланцевого соединения γ вычисляют по формулам:

- для приварных встык и плоских фланцев:

$$\gamma = \frac{1}{y_n + y_b \frac{E_6^{20}}{E_6} + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2}; \quad (\text{E.8})$$

- для фланцев со свободными кольцами:

$$\gamma = \frac{1}{y_n + y_b \frac{E_6^{20}}{E_6} + 2y_k \frac{E_k^{20}}{E_k} a^2 + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2}; \quad (\text{E.9})$$

- для соединения фланца с крышкой:

$$\gamma = \frac{1}{y_n + y_b \frac{E_6^{20}}{E_6} + \left(y_{\phi} \frac{E^{20}}{E} + y_{кр} \frac{E_{кр}^{20}}{E_{кр}} \right) b^2}. \quad (\text{E.10})$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой α , вычисляют по формулам:

- для приварных встык и плоских фланцев с плоскими прокладками:

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi 1} e_1 + y_{\phi 2} e_2) b}{y_n + y_b + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) b^2}; \quad (\text{E.11})$$

- для соединения фланца с плоской прокладкой с крышкой:

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi} e + y_{кр} b) b}{y_n + y_b + (y_{\phi} + y_{кр}) b^2}. \quad (\text{E.12})$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом α_M , вычисляют по формулам:

- для приварных встык и плоских фланцев:

$$\alpha_M = \frac{y_b + 2y_{\phi,н} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сп}} \right)}{y_b + y_n \left(\frac{D_6}{D_{сп}} \right)^2 + 2y_{\phi,н} b^2}; \quad (\text{E.13})$$

- для фланцев со свободными кольцами:

$$\alpha_M = \frac{y_b + 2y_{\phi,с} a^2 + 2y_{\phi,н} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сп}} \right)}{y_b + y_n \left(\frac{D_6}{D_{сп}} \right)^2 + 2y_{\phi,с} a^2 + 2y_{\phi,н} b^2}. \quad (\text{E.14})$$

$y_n, y_b, y_{\phi 1}, y_{\phi 2}, y_k, y_{\phi,н}, y_{\phi,с}, y_{кр}$ определяют по приложению К.

Для фланцев с овальными и восьмигранными прокладками и для свободных фланцев коэффициенты жесткости фланцевого соединения принимают равным 1.

Приложение Ж
(справочное)

Физические и механические свойства крепежных материалов

Модули продольной упругости крепежных материалов в зависимости от температуры приведены в таблице Ж.1.

Таблица Ж.1

Марка стали	Модуль упругости 10^{-5} , МПа, при температуре, °С									
	20	100	200	300	400	450	500	550	600	650
10, 20, 25, 30, 35, 40	2,13	2,10	1,98	1,90	1,85	—	1,79	—	—	—
35Х, 40Х, 15ХМ, 30ХМА, 35ХМ	2,18	2,15	2,08	2,01	1,92	—	1,79	—	—	—
12Х1МФ (12ХМФ), 25Х1МФ (ЭИ10), 25Х2М1Ф (ЭИ723), 20Х1М1Ф1ТР (ЭП182), 20Х1М1Ф1БР (ЭП44)	2,15	2,12	2,08	2,02	1,94	—	1,83	1,77	1,70	—
20Х13 (2Х13), 15Х11МФ (1Х11МФ), 20Х12ВНМФ (ЭП428), 18Х11МНФБ (ЭП291), 1Х12Н2ВМФ (ЭИ961), 18Х12ВМБФР (ЭИ993)	2,28	2,22	2,13	2,05	1,93	—	1,84	1,75 ¹⁾	1,70	—
12Х18Н10Т (Х18Н10Т), 08Х18Н10Т (0Х18Н10Т), 08Х16Н13М2Б (ЭИ680), 31Х19Н9МВБТ (ЭИ572), ХН35ВТ (ЭИ612)	2,05	2,02	1,97	1,90	1,81	1,80	1,73	1,70	1,65	1,60
10Х11Н22Т3МР (ЭИ696М)	1,9	1,81	1,69	1,58	1,48	1,42	1,37	1,33	1,31	1,30
Д16	0,71	0,67	0,59	—	—	—	—	—	—	—

¹⁾ При температуре 565 °С модуль упругости равен $1,73 \cdot 10^{-5}$, МПа.

Коэффициенты линейного расширения крепежных сталей в зависимости от температуры приведены в таблице Ж.2.

Таблица Ж.2

Марка стали	Коэффициент линейного расширения $10^6 \alpha, \frac{1}{^\circ\text{C}}$					
	20—100	20—200	20—300	20—400	20—500	20—600
10, 20, 25, 30, 35	11,1	11,9	—	13,4	—	—
40	11,3	12,0	13,3	13,3	—	—
20X13	10,4	10,9	11,4	11,8	—	—
14X17H2	10,6	10,8	11,0	11,1	11,3	—
35X, 40X, 38XA	13,4	13,3	—	14,8	—	—
20XH3A	11,0	12,0	13,0	13,5	14,0	14,5
30XMA	12,3	12,6	12,9	13,9	—	14,4
25X1MФ	11,3	12,7	—	13,9	—	14,6
25X2M1Ф	12,5	12,9	13,3	13,7	14,0	14,7
18X12BMБФР	11,2	11,3	11,4	11,8	12,0	—
37X12H8Г8МБФ	15,9	18,0	19,2	21,5	22,4	21,0
12X18H10T, 10X17H13M2T	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0	—
45X14H14B2M	—	17,0	—	18,0	—	18,0
XH35BT	14,8	15,1	15,5	15,9	16,1	16,6
08X15H24BA4TP	14,5	15,5	16,3	16,8	17,2	17,4
07X16H16	11,2	11,9	12,1	12,5	12,9	—
Д16	22,7	23,4	—	—	—	—

**Приложение И
(обязательное)**

Характеристики основных типов прокладок

Характеристики основных типов прокладок для использования в расчете фланцевых соединений по настоящему стандарту приведены в таблице И.1.

Таблица И.1

Тип и материал прокладки	Прокладочный коэффициент m	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$, МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$, МПа	Коэффициент обжатия $K_{обж}$	Условный модуль сжатия прокладки $E_n \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоская неметаллическая прокладка из:					
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А до 65 единиц	0,5	2,0	18,0	0,4	$0,3 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А более 65 единиц	1,0	4,0	20,0	0,09	$0,4 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
паронита по ГОСТ 481 при толщине не более 2—3 мм	2,5	20,0 ¹⁾	130,0	0,90	0,02
картона асбестового по ГОСТ 2850 при толщине 1—3 мм	2,5	20,0	130,0	0,90	0,02
фторопласта 4 по ТУ 6-05-810 [1] при толщине 1—3 мм	2,5	10,0	40,0	1,00	0,02
терморасширенного графитового материала (типа «Графлекс») с обтюратором	2,0	4,0	200,0	1,00	0,02
терморасширенного графитового материала (типа «Графлекс») без обтюратора	2,5	4,0	120 — при $h_n = 2$ мм; 100 — при $h_n = 3$ мм	1,00	0,02
Плоская металлическая прокладка из:					
алюминия марки АД по ГОСТ 21631	4,0	60,0	—	—	—
латуни марки Л63 по ГОСТ 2208	4,75	90,0	—	—	—
стали марки 05кп по ГОСТ 9045	5,5	125,0	—	—	—

Окончание таблицы И.1

Тип и материал прокладки	Прокладочный коэффициент m	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$, МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$, МПа	Коэффициент обжатия $K_{обж}$	Условный модуль сжатия прокладки $E_n \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоская прокладка из асбеста по ГОСТ 2850 в оболочке из:					
алюминия	3,25	38,0	—	—	—
меди и латуни	3,5	46,0	—	—	—
стали марки 05кп	3,75	53,0	—	—	—
стали марки 12X18H10T	3,75	63,0	—	—	—
Плоская спирально-навитая прокладка с лентой из:					
нержавеющей стали	3,0	69,0	—	—	—
углеродистой стали	2,5	69,0	—	—	—
Кольцо с овальным или восьмигранным сечением из:					
стали марки 05кп по ГОСТ 9045 или 08X13 по ГОСТ 5632	5,5	125,0	—	—	—
стали марки 08X18H10T	6,5	180,0	—	—	—
¹⁾ Для сред с высокой проникающей способностью (водорода, гелия, легких нефтепродуктов, сжиженных газов и т. п.) $q_{обж} = 35,0$ МПа.					

**Приложение К
(обязательное)**

Определение податливости прокладки, болтов (шпилек), фланцев

К.1 Податливость прокладки и болтов (шпилек)

Податливость прокладки y_n вычисляют по формуле

$$y_n = \frac{h_n K_{обж}}{E_n \pi D_{ср} b_n} \quad (К.1)$$

Для металлических и асбометаллических прокладок $y_n = 0$.
Податливость болтов (шпилек) y_b вычисляют по формуле

$$y_b = \frac{L_b}{E_b^{20} f_b n} \quad (К.2)$$

где $L_b = L_{60} + 0,28d$ — для болта;
 $L_b = L_{60} + 0,56d$ — для шпильки.

К.2 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

Параметр длины обечайки вычисляют по формуле

$$l_0 = \sqrt{DS_0} \quad (К.3)$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру вычисляют по формуле

$$K = \frac{D_n}{D} \quad (К.4)$$

Коэффициенты β_T , β_U , β_Y и β_Z , зависящие от соотношения размеров тарелки фланца, определяют по графикам, приведенным на рисунке К.1, в зависимости от K или вычисляют по формулам

$$\beta_T = \frac{K^2 (1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)} \quad (К.5)$$

$$\beta_U = \frac{K^2 (1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36 (K^2 - 1)(K - 1)} \quad (К.6)$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) \quad (К.7)$$

$$\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad (К.8)$$

Коэффициенты β_F , β_V и f , зависящие от соотношения размеров втулки фланца, для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с конической втулкой определяют по графикам, приведенным на рисунках К.2 — К.4, в зависимости от отношений:

$$\beta = \frac{S_1}{S_0} \quad (К.9)$$

$$x = \frac{l}{\sqrt{DS_0}} \quad (К.10)$$

Для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с прямой втулкой, плоскими фланцами и свободными фланцами: $\beta_F = 0,91$; $\beta_V = 0,55$, $f = 1$.

Коэффициент λ вычисляют по формуле

$$\lambda = \frac{\beta_F h + l_0}{\beta_T l_0} + \frac{\beta_V h^3}{\beta_U l_0 S_0^2}. \quad (K.11)$$

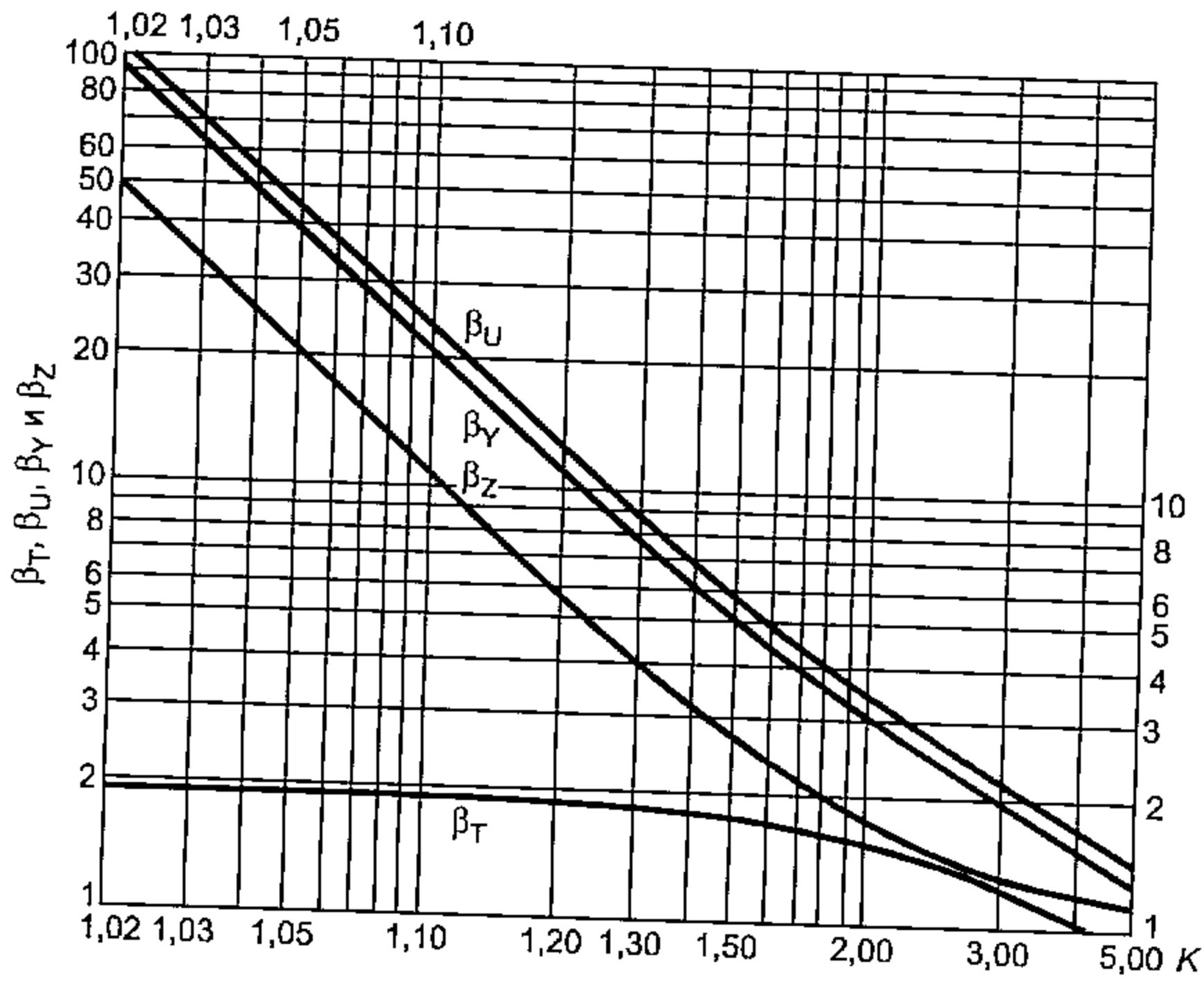


Рисунок К.1 — Коэффициенты β_T , β_U , β_V и β_Z , зависящие от соотношения размеров тарелки фланца
Угловую податливость фланца при затяжке вычисляют по формуле

$$y_\Phi = \frac{0,91\beta_V}{E^{20} \lambda S_0^2 l_0}. \quad (K.12)$$

Угловую податливость кольца свободного фланца при затяжке вычисляют по формуле

$$y_K = \frac{1}{E_K^{20} h_K^3 \Psi_K}, \quad (K.13)$$

где

$$\Psi_K = 1,28 \lg \frac{D_{н.к.}}{D_K}. \quad (K.14)$$

Угловую податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом, вычисляют по формулам:
- для фланцев (см. рисунки 1, 2):

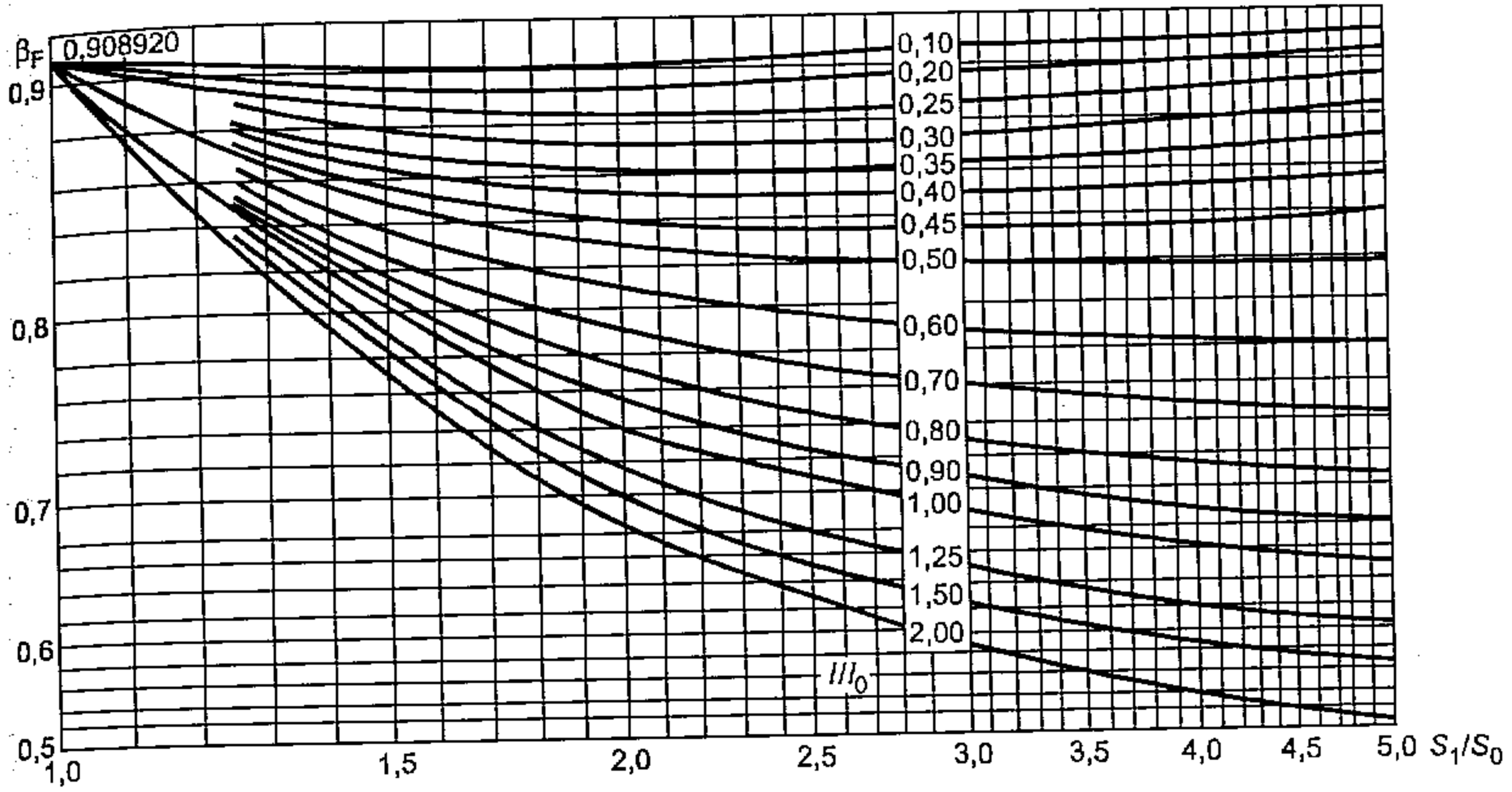
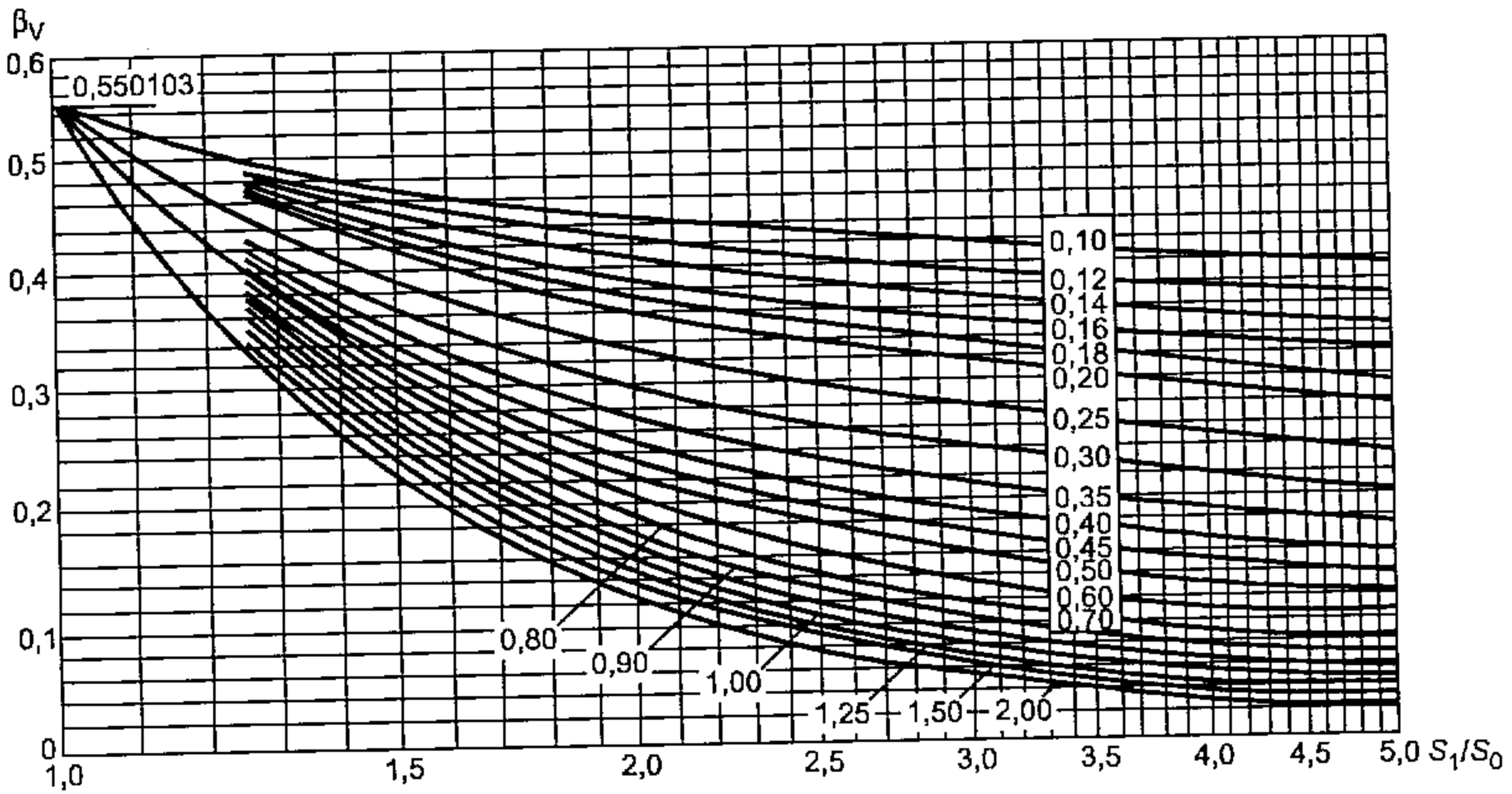
$$y_{\Phi.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_{20} D_n h^3}; \quad (K.15)$$

- для бурта фланца (см. рисунок 3):

$$y_{\Phi.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_s}{E_{20} D_n h^3}; \quad (K.16)$$

- для свободного фланца (см. рисунок 3):

$$y_{\Phi.с} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_K^{20} D_{н.к} h_K^3}. \quad (K.17)$$

Рисунок К.2 — Коэффициент β_F Рисунок К.3 — Коэффициент β_V

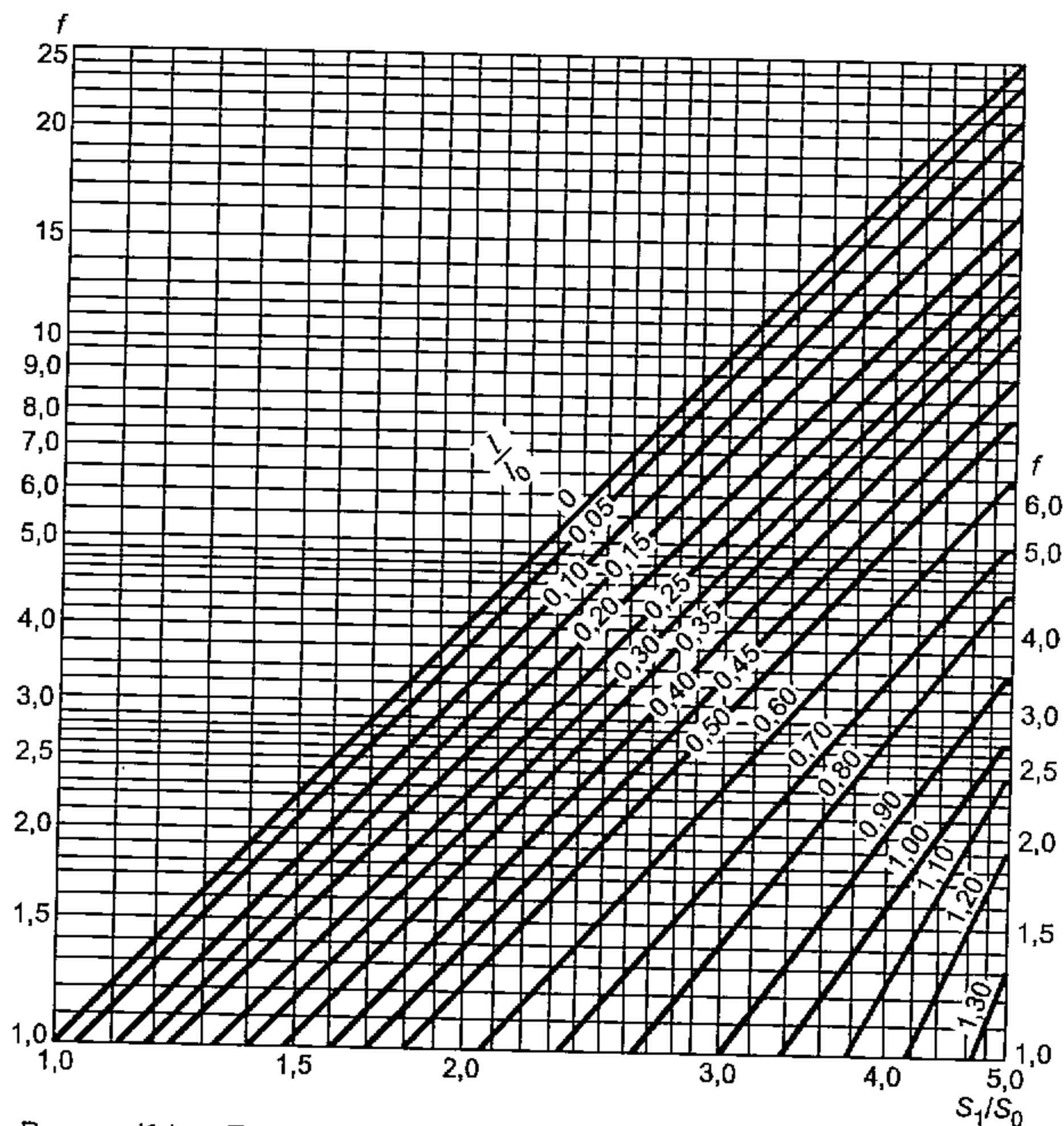
Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками (болтами), вычисляют по формуле

$$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{\pi D_6}{n}}{2d + \frac{6h}{m + 0,5}}} \right\}. \quad (\text{K.18})$$

Приведенный диаметр приварного встык фланца с конической или прямой втулкой равен:

$$\begin{aligned} D^* &= D \text{ — при } D \geq 20S_1; \\ D^* &= D + S_0 \text{ — } \gg D < 20S_1 \text{ и } f > 1; \\ D^* &= D + S_1 \text{ — } \gg D < 20S_1 \text{ и } f = 1. \end{aligned} \quad (\text{K.19})$$

Приведенный диаметр плоского фланца: $D^* = D$.

Рисунок К.4 — Поправочный коэффициент для напряжений во втулке фланца f

К.3 Угловые податливости фланца со сферической неотбортованной крышкой и плоской крышкой
Угловую податливость фланца со сферической неотбортованной крышкой вычисляют по формуле

$$y_{кр} = \frac{[1 - \omega_1(1 + 1,285\lambda_1)]}{E^{20} h^3} \frac{D_H + D}{D_H - D}, \quad (K.20)$$

где

$$\lambda_1 = \frac{h}{D} \sqrt{\frac{R_c}{S_0}},$$

$$\omega_1 = \frac{1}{1 + 1,285\lambda_1 + 1,63\lambda_1 \left(\frac{h}{S_0}\right)^2 \lg \frac{D_H}{D}}.$$

Угловую податливость плоской крышки вычисляют по формуле

$$y_{кр} = \frac{X_{кр}}{E_{кр}^{20} \delta_{кр}^3}, \quad (K.21)$$

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

$$K_{кр} = \frac{D_H}{D_{сн}}.$$

Приложение Л
(справочное)

Крутящий момент на ключе при затяжке

Крутящий момент при затяжке для болтов (шпилек) без смазки в зависимости от напряжения $\sigma_{б1}$ в болте (шпильке) определяют по графику на рисунке Л.1. В случае применения болтов со смазкой величина $M_{кр}$ снижается на 25 %.

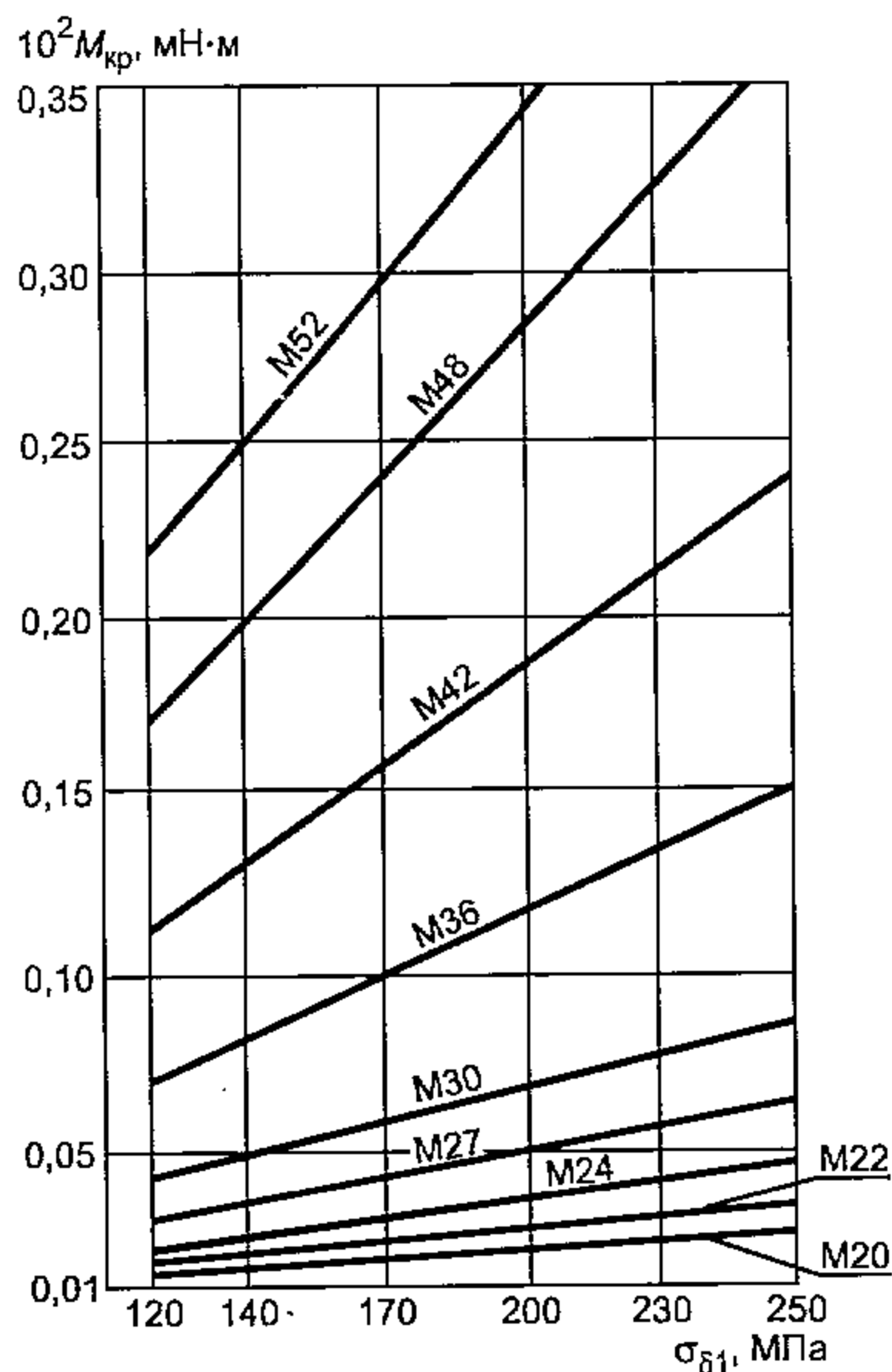


Рисунок Л.1 — Крутящий момент при затяжке для болтов (шпилек)

При $\sigma_{б1} < 120$ МПа крутящий момент вычисляют по формуле

$$M_{кр} = 0,3 \frac{F_{б1} d}{n} \quad (Л.1)$$

Библиография

- [1] ТУ 6-05-810 Заготовки из фторопласта 4 и фторопласта 4А общего назначения

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

Г02

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, фланцы, нормы и методы расчета на прочность, герметичность, допускаемые напряжения

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.5—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Расчет обечаек и днищ от воздействия
опорных нагрузок**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов:

Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3 : 2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3 : 2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартиформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1	Область применения	1
2	Нормативные ссылки	1
3	Обозначения	2
4	Общие положения	3
5	Несущие ушки	4
6	Опорные лапы	9
7	Седловые опоры	11
8	Опорные цилиндрические стойки	17
9	Опорные пластинчатые стойки	19

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation.
Calculation of shells and heads from influence of support loads

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность цилиндрических обечаек, конических элементов и выпуклых днищ сосудов и аппаратов, применяемых в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и смежных отраслях промышленности, работающих в условиях однократных¹⁾ статических нагрузок под внутренним избыточным давлением, вакуумом или наружным давлением, под действием усилий и изгибающих моментов, при нагружении опорными узлами: несущими ушками, опорными лапами, седловыми опорами или опорными стойками.

Нормы и методы расчета на прочность применимы при условии, что отклонение от геометрической формы и неточности изготовления рассчитываемых элементов сосудов не превышают допусков, установленных нормативными документами.

Настоящий стандарт не распространяется на расчет самих опорных узлов.

Настоящий стандарт применяется совместно с ГОСТ Р 52857.1.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52857.1 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования

ГОСТ Р 52857.2 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек

ГОСТ Р 52857.6 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

¹⁾ Нормы и методы расчета применяются также при многократных нагрузках при условии, что число циклов и размах нагрузок не превышают значений, при которых по ГОСТ Р 52857.6 необходимо проводить расчет на малоцикловую прочность.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

- a — длина выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, мм;
- b — ширина седловой опоры, мм;
- b_0 — длина основания опорной стойки, мм;
- b_1 — длина несущего ушка в основании, мм;
- b_2 — ширина подкладного листа, мм;
- b_3 — длина подкладного листа, мм;
- b_4 — ширина основной плиты опорной лапы, мм;
- c — сумма прибавок к расчетной толщине стенки, мм;
- b_{1max} — максимальная длина ребра опоры, мм;
- d_1 — диаметр окружности опорных стоек, мм;
- d_2 — наружный диаметр опорной стойки, мм;
- d_3 — диаметр подкладного листа, мм;
- d_4 — диаметр опорной окружности, мм;
- d_e — эффективный диаметр опорной стойки, мм;
- D — внутренний диаметр цилиндрической обечайки или выпуклого днища, мм;
- D_k — внутренний диаметр конической обечайки в сечении, соответствующем половине линии контакта опорного узла, мм;
- D_p — расчетный диаметр, мм;
- e — длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, мм;
- e_1 — расстояние между точкой приложения усилия и обечайкой или подкладным листом, мм;
- e_2 — расстояние между осью отверстия и средней линией ушка, мм;
- e_3 — расстояние между точкой приложения усилия и нейтральной осью кольца жесткости, мм;
- e_4 — расстояние между стенкой сосуда и нейтральной осью кольца жесткости при пластическом изгибе, мм;
- f — превышение подкладного листа над гребнем опоры в окружном направлении, мм;
- F — расчетное осевое растягивающее или сжимающее усилие (сжимающее усилие со знаком минус), действующее на полную площадь сечения обечайки в направлении оси цилиндрической или конической обечайки (без учета нагрузки, возникающей от внутреннего избыточного или наружного давления), Н;
- F_i — расчетное усилие, действующее на i -ю опору, Н;
- $[F]$ — допускаемое усилие из условия устойчивости, Н;
- $[F]_1, [F]_2, [F]_3$ — допускаемое усилие на опорный элемент, Н;
- g — расстояние между средними линиями ребер, мм;
- G — вес сосуда, Н;
- h_1 — высота опорной лапы, мм;
- H — высота выпуклой части днища по внутренней поверхности без учета цилиндрической отбортовки, мм;
- k — скос ребра опоры, мм;
- $K_1 — K_{23}$ — коэффициенты;
- l — длина линии контакта опоры с днищем, мм;
- l_1 — длина опорной лапы, мм;
- L — длина цилиндрической части сосуда, включая длину цилиндрической отбортовки днища, мм;
- L_i — расстояние между двумя соседними седловыми опорами, мм;
- l_e — эффективная несущая длина стенки сосуда, мм;
- M — расчетный изгибающий момент, действующий на обечайку в сечении, где расположены опорные узлы, в условиях эксплуатации или испытания (монтажа), Н·мм;
- M_i — расчетный изгибающий момент над i -й опорой, Н·мм;
- $M_{i,j}$ — максимальный расчетный изгибающий момент между опорами i и j , Н·мм;
- $[M]$ — допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости, Н·мм;
- $[M]_1$ — допускаемый изгибающий момент для опорной стойки, Н·мм;
- n — число опор;
- p — расчетное внутреннее избыточное или наружное давление (наружное давление со знаком «минус»), МПа;

$[p]$ — допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление, МПа;
 q — распределенная нагрузка эквивалентного сосуда, Н/мм;
 Q_i — максимальное поперечное усилие, действующее в сечении над i -й опорой, Н;
 $[Q]$ — допускаемое поперечное усилие, Н;
 r — радиус нейтрального волокна кольца жесткости, мм;
 r_m — радиус средней кривизны днища у опорной окружности, мм;
 R — радиус сферической обечайки или сферического сегмента торосферического днища, мм;
 s — исполнительная толщина стенки обечайки, мм;
 s_1 — исполнительная толщина стенки выпуклого днища, мм;
 s_2 — исполнительная толщина подкладного листа, мм;
 t — ширина участка кольца жесткости в месте приварки к стенке обечайки, мм;
 W_1 — момент упругого сопротивления кольца жесткости при изгибе, мм³;
 W_k — момент упругого сопротивления кольца жесткости при кручении, мм³;
 x — расстояние между осью эллиптического днища и серединой опорного узла, мм;
 α — половина угла раствора при вершине конической обечайки, ...°;
 α_1 — угол между направлением усилия и вертикалью к стенке обечайки, ...°;
 α_2 — угол наклона меридиональной касательной у опорной окружности, ...°;
 β — угол между осью опорной стойки и вертикалью, ...°;
 δ_1 — угол охвата седловой опоры, ...°;
 δ_2 — угол охвата сосуда подкладным листом, ...°;
 φ — коэффициент прочности сварных швов обечайки, расположенных в области опорного узла;
 ϑ_1 — коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба;
 ϑ_2 — коэффициент, учитывающий степень нагрузки общими мембранными напряжениями;
 $\bar{\sigma}_m$ — общие мембранные напряжения, МПа;
 $\bar{\sigma}_{m,x}$ — мембранные напряжения в меридиональном направлении, МПа;
 $\bar{\sigma}_{m,y}$ — мембранные напряжения в окружном направлении, МПа;
 $[\sigma]$ — предельное напряжение изгиба, МПа;
 $[\sigma]$, $[\sigma]_k$ — допускаемые напряжения соответственно для обечайки и кольца жесткости в условиях эксплуатации или испытания (монтажа), МПа.

4 Общие положения

4.1 Для обечайки, нагруженной опорным узлом, определяют местные допускаемые усилия $[F]_i$. В основу расчета обечаек, нагруженных несущими ушками, опорными лапами или седловыми опорами, положено предельное напряжение изгиба $[\sigma]_i$, определяемое из условия достижения предельного состояния балки прямоугольного сечения, вырезаемой из обечайки.

Для обечаек, установленных на опорные стойки, используют решение по определению предельной нагрузки F этого узла.

4.2 Предельное напряжение изгиба вычисляют по формуле, которая ограничивает местные напряжения изгиба в зависимости от местных мембранных напряжений и степени нагрузки общими мембранными напряжениями

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma], \quad (1)$$

где
$$K_1 = \frac{1 - \vartheta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \vartheta_2\right)^2 + (1 - \vartheta_2^2) \vartheta_1^2}};$$

$$K_2 = \begin{cases} 1,25 & \text{— для рабочих условий} \\ 1,05 & \text{— для условий испытания и монтажа;} \end{cases}$$

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение в рабочих условиях и условиях испытания (монтажа), определяемое по ГОСТ Р 52857.1.

ϑ_1 для опорных узлов указано в 5.4.4, 6.4.4, 6.4.8, 7.5.2.1.
 ϑ_2 вычисляют по формуле

$$\vartheta_2 = \frac{\bar{\sigma}_m}{K_2[\sigma]\varphi}. \quad (2)$$

При $\vartheta_2 < 0$ принимают $\vartheta_2 = |\vartheta_2|$, а знак коэффициента ϑ_1 меняют на обратный.

Если расстояние между опорным узлом и ближайшим сварным швом более $\sqrt{D_p s}$, то принимают

$\varphi = 1$. Общие мембранные напряжения определяют в соответствии с 4.3, 5.4.4, 5.4.5, 6.4.4, 6.4.8, 7.5.2.1.

4.3 Общие мембранные напряжения

4.3.1 Общее меридиональное мембранное напряжение в цилиндрической обечайке вычисляют по формуле

$$\bar{\sigma}_{m,x} = \frac{pD_p}{4(s-c)} + \frac{1}{\pi D_p (s-c)} \left(F \pm \frac{4M}{D_p} \right). \quad (3)$$

4.3.2 Общее меридиональное мембранное напряжение в конической обечайке вычисляют по формуле

$$\bar{\sigma}_{m,x} = \frac{pD_p}{4(s-c)} + \frac{1}{\pi D_k \cos \alpha (s-c)} \left(F \pm \frac{4M}{D_p} \right). \quad (4)$$

4.3.3 Общее окружное мембранное напряжение в цилиндрической и конической обечайках вычисляют по формуле

$$\bar{\sigma}_{m,y} = \frac{pD_p}{2(s-c)}. \quad (5)$$

4.3.4 Общее мембранное напряжение в сферической обечайке, сферическом сегменте торосферического днища и эллиптическом днище вычисляют по формуле

$$\bar{\sigma}_m = \frac{pD_p}{2(s-c)}. \quad (6)$$

4.3.5 Диаметр D_p вычисляют по формулам:

- для цилиндрической обечайки:

$$D_p = D; \quad (7)$$

- для конической обечайки:

$$D_p = \frac{D_k}{\cos \alpha}; \quad (8)$$

- для сферической обечайки и сферического сегмента торосферических днищ:

$$D_p = R; \quad (9)$$

- для эллиптического днища:

$$D_p = \frac{D^2}{4H} \sqrt{1 - 4x^2 \frac{D^2 - 4H^2}{D^4}}; \quad (10)$$

- для эллиптического днища с $\frac{H}{D} = 0,25$:

$$D_p = D \sqrt{1 - 3\left(\frac{x}{D}\right)^2}. \quad (11)$$

5 Несущие ушки

5.1 Основные размеры несущих ушек приведены на рисунках 1 — 4.

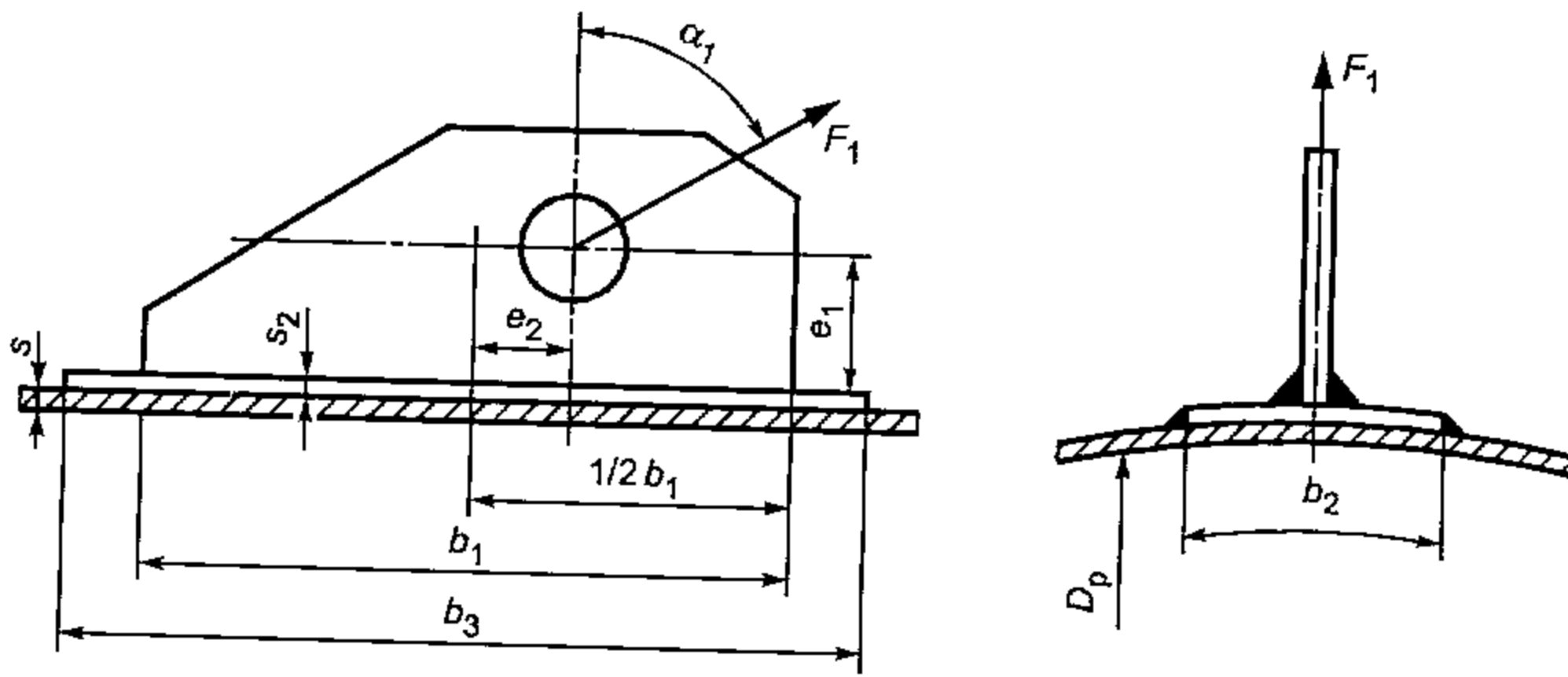


Рисунок 1 — Несущее ушко, приваренное в меридиональном направлении к неукрепленной цилиндрической обечайке

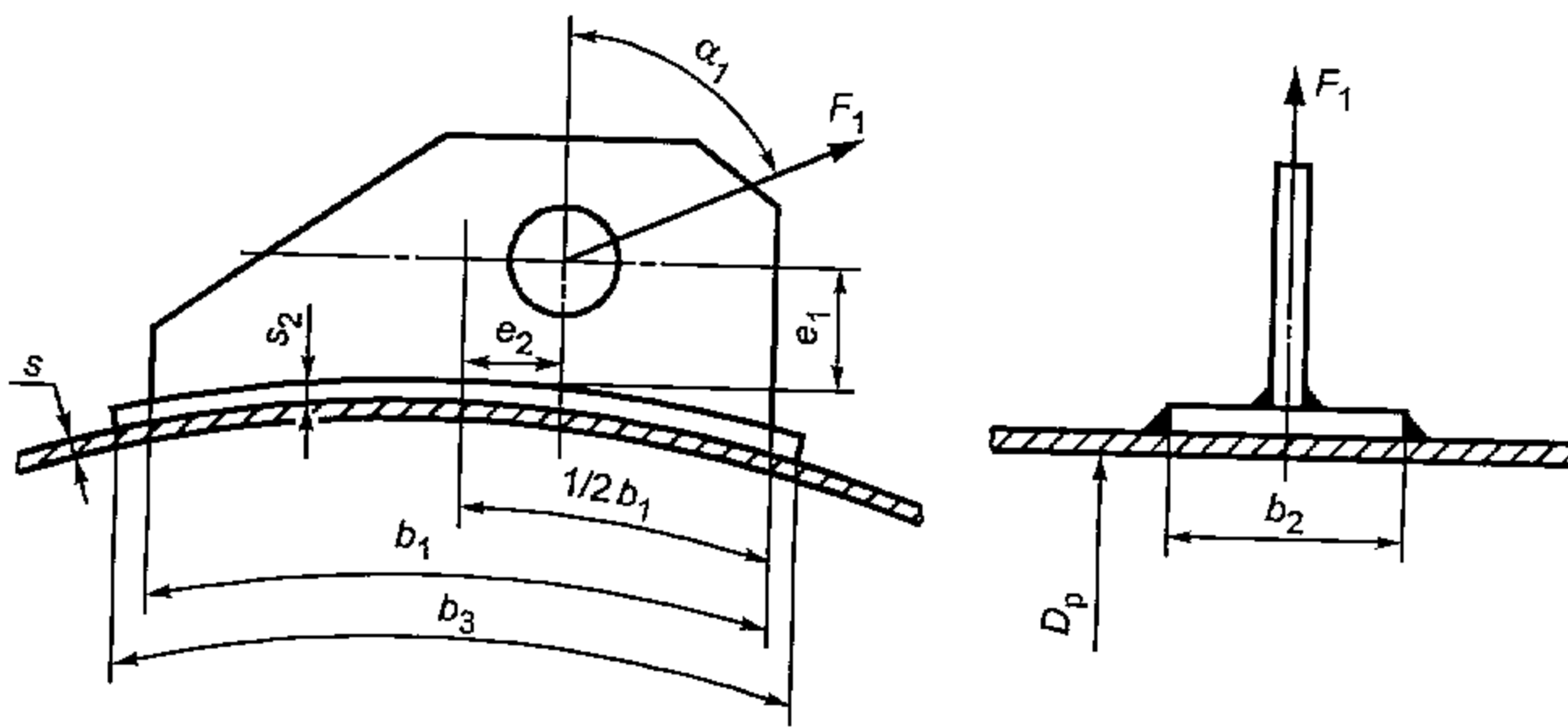
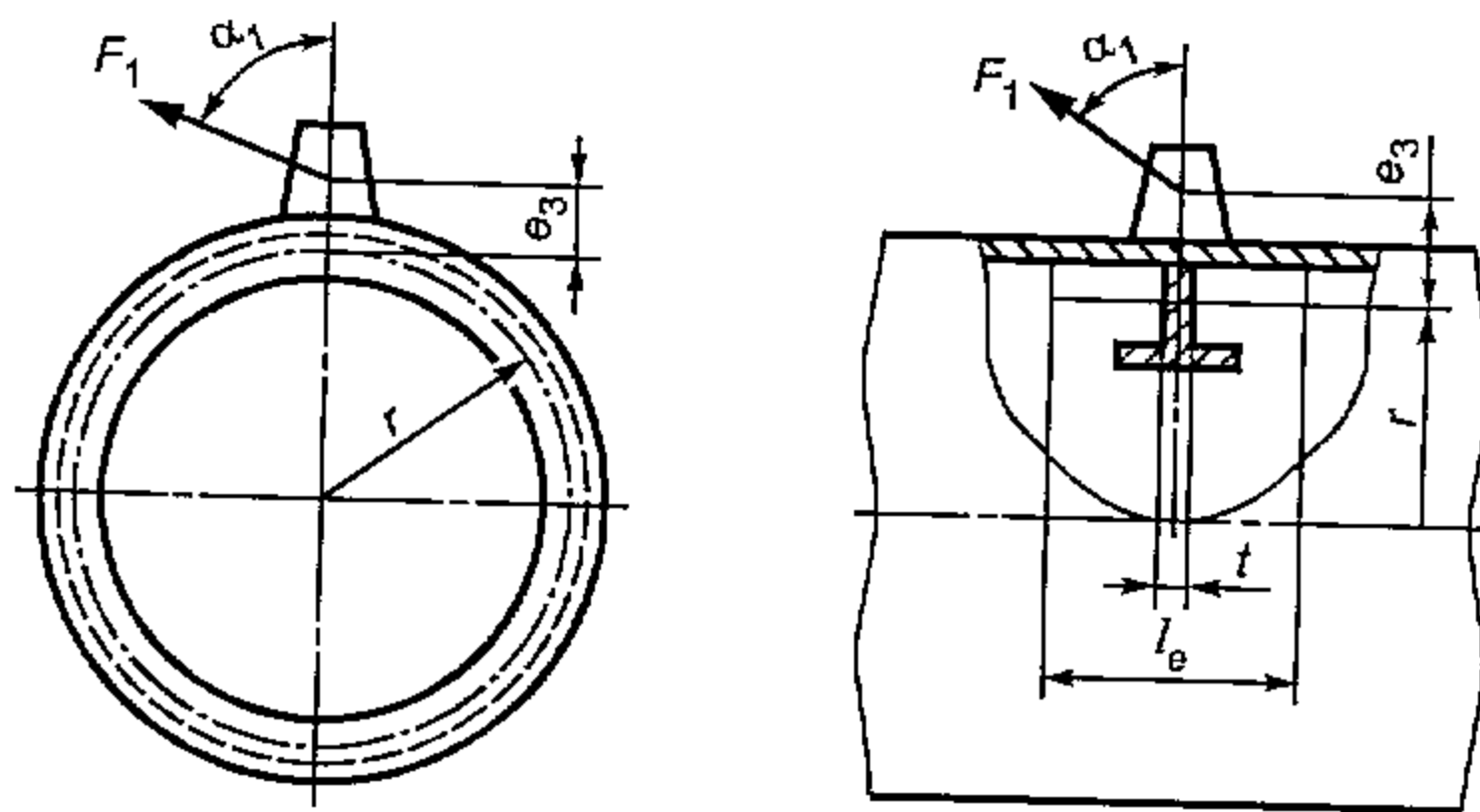


Рисунок 2 — Несущее ушко, приваренное в окружном направлении к неукрепленной цилиндрической обечайке



а — в окружном направлении б — в продольном направлении

Рисунок 3 — Несущее ушко, приваренное к укрепленной кольцом жесткости цилиндрической обечайке

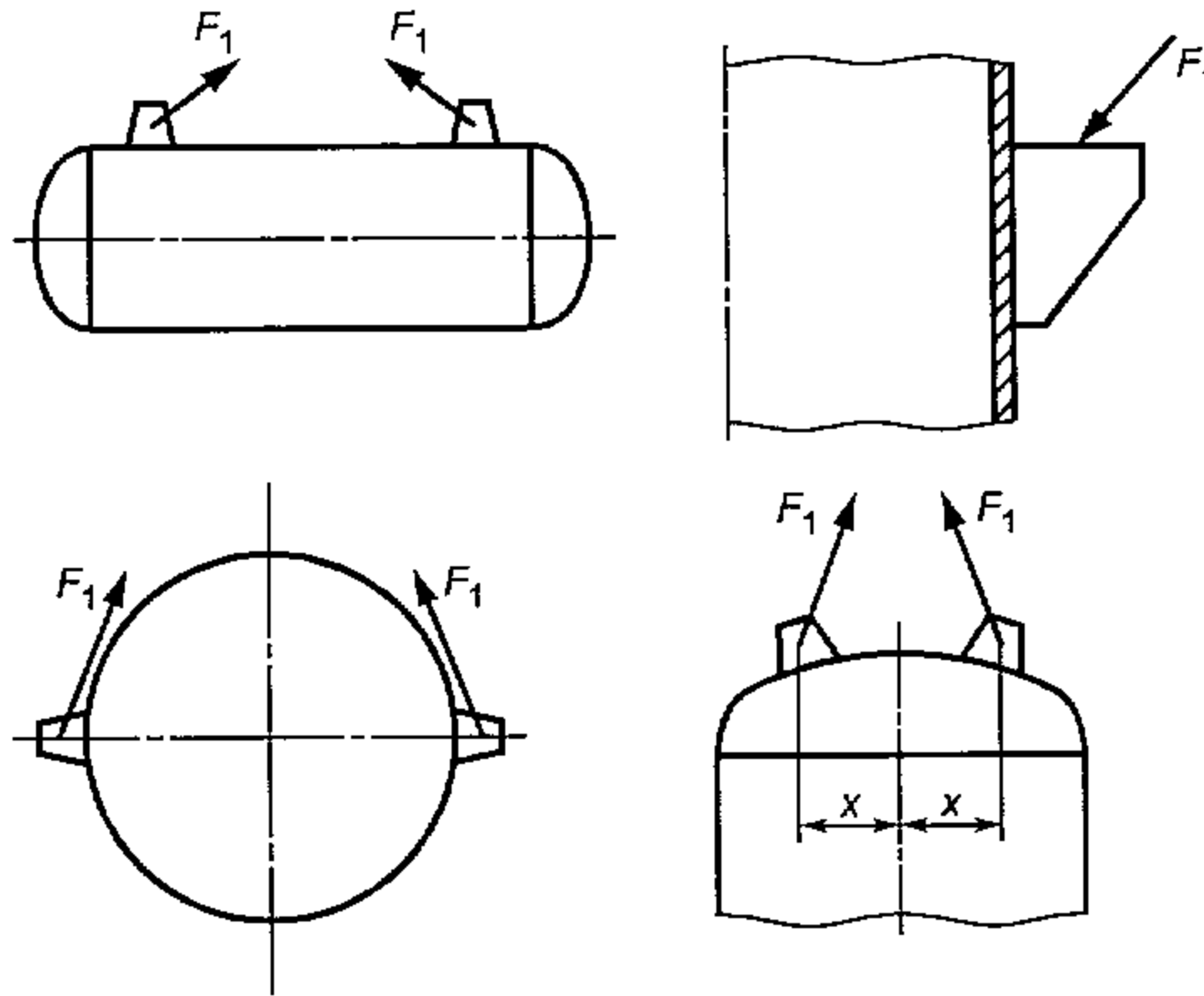


Рисунок 4 — Примеры применения ушек

5.2 Условия применения расчетных формул

5.2.1 Формулы применяют, когда $\frac{s-c}{D_p} \leq 0,05$.

При наличии подкладного листа $b_3 \leq 1,5b_1$, $s_2 \geq s$.

5.2.2 Нагрузка действует в плоскости несущего ушка.

5.2.3 К торосферическим днищам несущее ушко должно быть приварено в области сферического сегмента, к эллиптическим днищам — в области $0 \leq x \leq 0,4D$.

5.3 Расчет усилия

Усилие F_1 , действующее на несущее ушко, определяют по специальным методам расчета. Для симметричного сосуда, закрепленного на двух симметрично расположенных несущих ушках, F_1 вычисляют по формуле

$$F_1 = \frac{G}{2 \cos \alpha_1}. \quad (12)$$

5.4 Проверка несущей способности обечайки, не подкрепленной элементами жесткости

5.4.1 Несущая способность обечайки в месте приварки несущего ушка без подкладного листа должна удовлетворять условию

$$F_1 \leq [F]_1 = \frac{[\sigma_j](s-c)^2}{\left| 6K_3 \cos \alpha_1 + \frac{12e_1}{b_1} K_4 \left| \sin \alpha_1 - \frac{e_2}{e_1} \cos \alpha_1 \right| \right)}. \quad (13)$$

5.4.2 Несущая способность обечайки в месте приварки несущего ушка с подкладным листом должна удовлетворять условию

$$F_1 \leq [F]_1 = \frac{K_5 [\sigma_j](s-c)^2}{\left| 6K_3 \cos \alpha_1 + \frac{12(e_1 + s_2)}{b_3} K_4 \left| \sin \alpha_1 - \frac{e_2}{e_1 + s_2} \cos \alpha_1 \right| \right)}. \quad (14)$$

5.4.3 K_3 и K_4 определяют по графикам, приведенным на рисунках 5 и 6, b_0 принимают:

$$b_0 = \begin{cases} b_1 & \text{— для несущих ушек без подкладного листа;} \\ b_3 & \text{— для несущих ушек с подкладным листом.} \end{cases}$$

K_5 вычисляют по формулам:

- для несущих ушек, приваренных в осевом направлении:

$$K_5 = \min (\exp (1,0882 - 1,4216x + 0,26544 \ln z + 1,11 \ln x) + 1; 2,0);$$

- для несущих ушек, приваренных в окружном направлении:

$$K_5 = \min (\exp (1,0848 - 2,0892x + 0,32775 \ln z + 1,09 \ln x) + 1; 1,8).$$

(15)

где $x = \frac{2b_2}{D_p}$; $z = \frac{D_p}{2(s - c)}$.

5.4.4 При определении $[\sigma_i]$ — предельное напряжение изгиба по формуле (1), коэффициент K_1 вычисляют со следующими значениями ϑ_1 и ϑ_2 :

- для несущих ушек цилиндрических и конических обечаек, приваренных в продольном направлении, принимают $\vartheta_1 = 0,2$; ϑ_2 вычисляют по формуле (2), $\bar{\sigma}_m$, равное $\bar{\sigma}_{m,y}$ вычисляют по формуле (5);

- для окружных несущих ушек цилиндрических и конических обечаек принимают $\vartheta_1 = 0,3$; ϑ_2 вычисляют по формуле (2), $\bar{\sigma}_{mx}$, равное $\bar{\sigma}_m$, вычисляют по формуле (3) или (4).

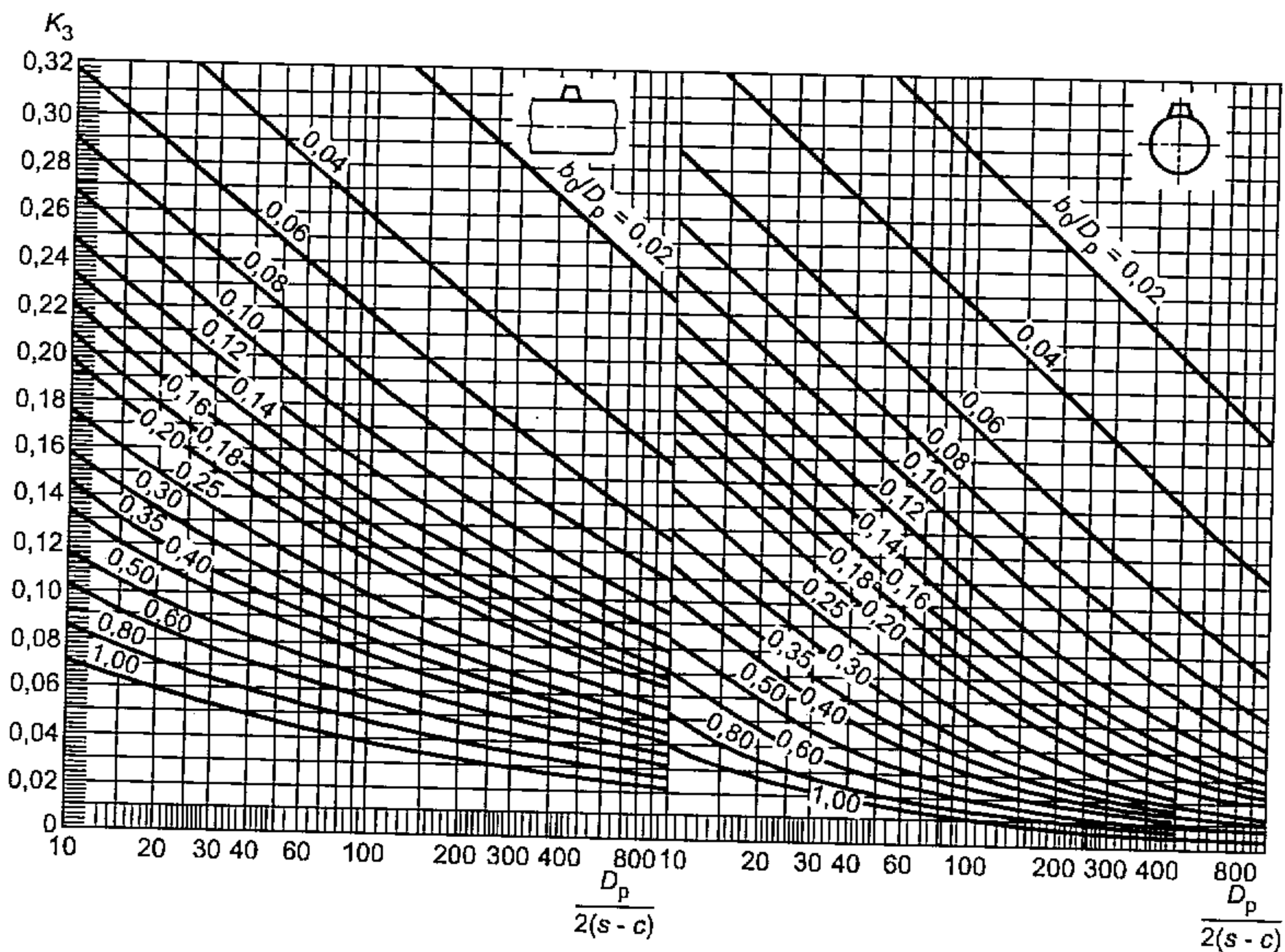
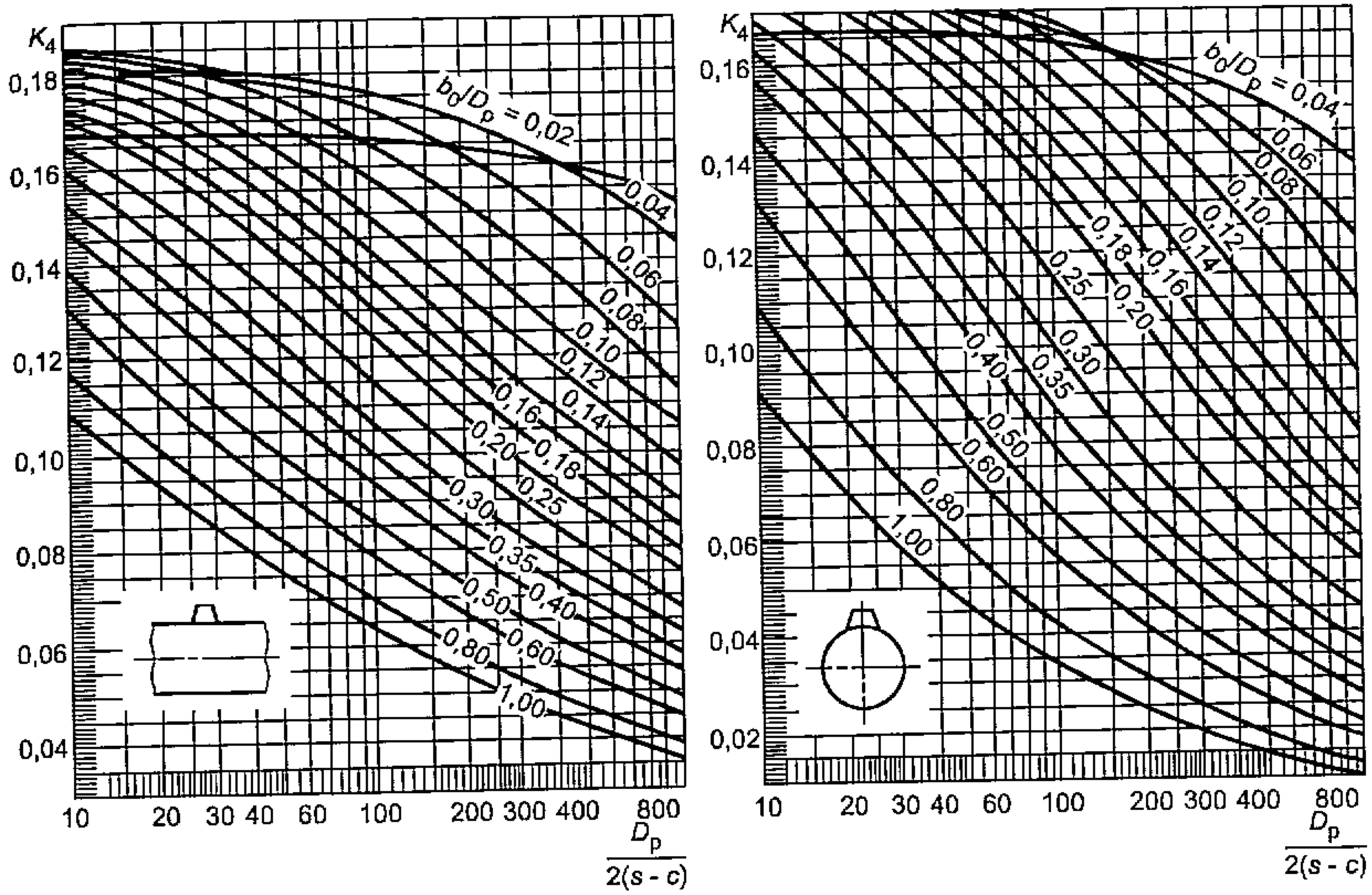


Рисунок 5 — Коэффициент K_3

5.4.5 Для несущих ушек, приваренных к выпуклым днищам, расчет следует проводить отдельно для несущего ушка, приваренного вдоль обечайки, и для несущего ушка, приваренного в окружном направлении обечайки, вычисляя в обоих случаях $\bar{\sigma}_m$ по формуле (6). Решающим будет меньшее значение $[F]_1$.

5.4.6 Для условий монтажа при $\bar{\sigma}_m \approx 0$ предельное напряжение изгиба принимают:

$$[\sigma_i] = \begin{cases} 2,09[\sigma] & \text{— для несущих ушек, приваренных вдоль} \\ & \text{цилиндрических и конических обечаек;} \\ 1,92[\sigma] & \text{— для несущих ушек, приваренных к выпуклым} \\ & \text{днищам или к цилиндрическим и коническим} \\ & \text{обечайкам в окружном направлении.} \end{cases} \quad (16)$$

Рисунок 6 — Коэффициент K_4

5.5 Проверка несущей способности цилиндрической обечайки, подкрепленной кольцом жесткости, расположенным непосредственно под несущим ушком

5.5.1 При расчете r , e_3 , W_1 и W_k учитывают эффективную несущую длину l_e обечайки, вычисляемую по формуле

$$l_e = t + 1,1\sqrt{D(s-c)}. \quad (17)$$

5.5.2 Несущая способность должна удовлетворять условию

$$F_1 \leq [F]_1 = \frac{4[\sigma]_k W_1}{K_6 r}. \quad (18)$$

K_6 вычисляют по формулам:

- для несущих ушек, приваренных вдоль обечайки:

$$K_6 = \sqrt{\cos^2 \alpha_1 + \left(\frac{4e_3}{r} \frac{W_1}{W_k}\right)^2 \sin^2 \alpha_1};$$

- для несущих ушек, приваренных в окружном направлении обечайки:

$$K_6 = \max \left\{ \frac{|\cos \alpha_1| + 2 \frac{e_3}{r} |\sin \alpha_1|}{4 + 10 \frac{e_3}{r}}, \frac{(0,5 + 10 \frac{e_3}{r}) |\cos \alpha_1| + |\sin \alpha_1|}{4 + 10 \frac{e_3}{r}} \right\}. \quad (19)$$

Если $[\sigma]_k > [\sigma]$, то вместо $[\sigma]_k$ подставляют $[\sigma]$.

6 Опорные лапы

6.1 Основные размеры опорных лап приведены на рисунке 7.

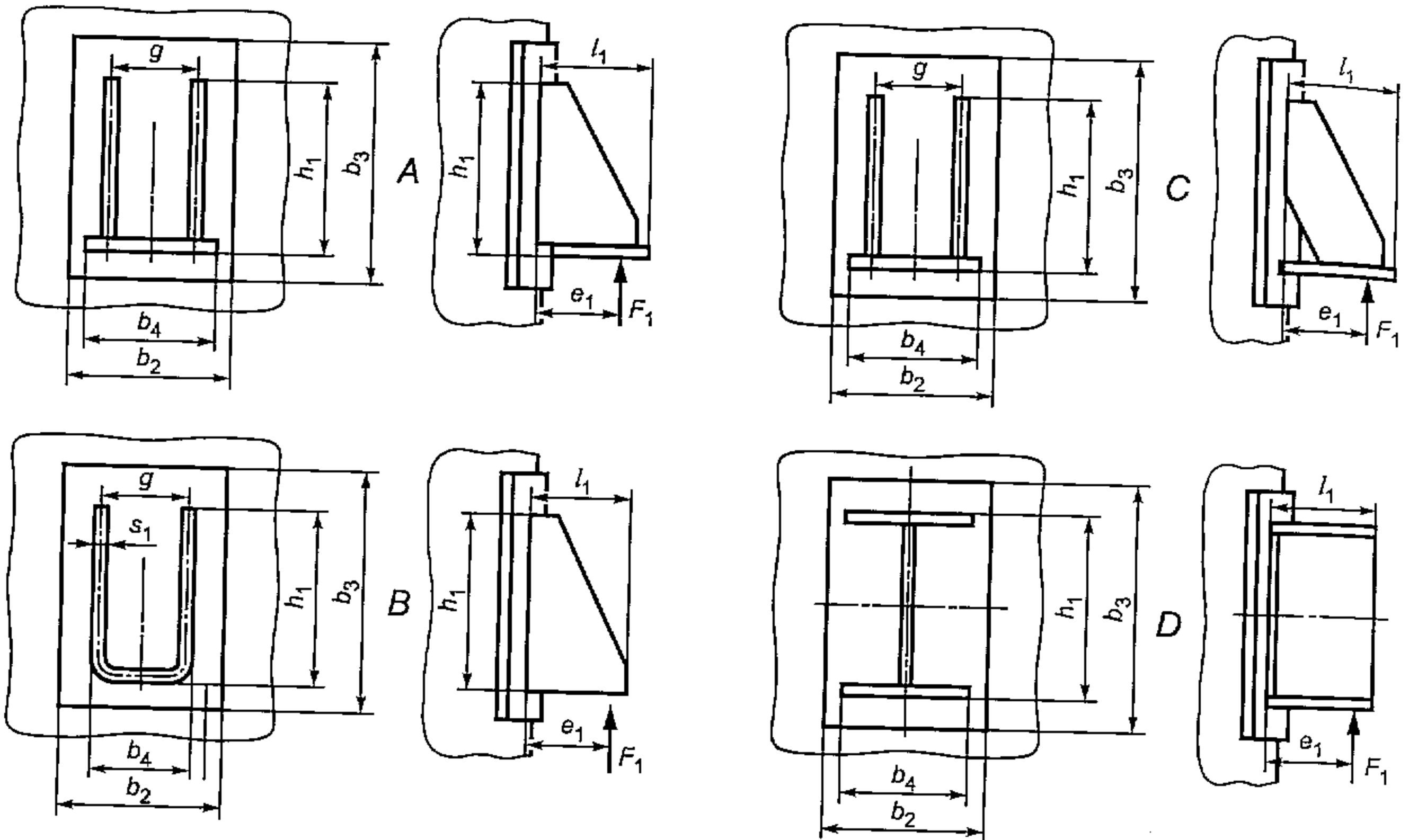


Рисунок 7

6.2 Условия применения расчетных формул

6.2.1 Опорные лапы присоединены к цилиндрическим или коническим обечайкам. Направление действия усилия принимают параллельно оси обечайки.

6.2.2 Расчетные формулы применяют при условиях:

$$\frac{(s - c)}{D_p} \leq 0,05,$$

$$g \geq 0,2h_1,$$

$$0,04 \leq \frac{h_1}{D_p} \leq 0,5,$$

$$0,04 \leq \frac{b_4}{D_p} \leq 0,5,$$

$$0,04 \leq \frac{b_3}{D_p} \leq 0,8,$$

$$b_2 \geq 0,6b_3,$$

$$b_3 \leq 1,5h_1,$$

$$s_2 \geq s.$$

6.3 Расчет усилия

6.3.1 Усилие, действующее на опорную лапу, вычисляют по формуле

$$F_1 = \begin{cases} \frac{G}{2} + \frac{M}{D + 2(e_1 + s + s_2)} & \text{— для } n = 2 \text{ и } n = 4 \\ \frac{G}{3} + \frac{M}{0,75[D + 2(e_1 + s + s_2)]} & \text{— для } n = 3 \end{cases}. \quad (20)$$

Если неизвестно точное значение e_1 , то принимают $e_1 = \frac{5}{6}l_1$.

6.3.2 При наличии момента M допускается устанавливать аппарат на две опорные лапы при условии, что момент действует в плоскости опор.

6.3.3 При $n = 4$, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки между всеми опорными лапами (точный монтаж, установка прокладок, подливка бетона и т. п.), усилие вычисляют по формуле

$$F_1 = \frac{G}{4} + \frac{M}{D + 2(e_1 + s + s_2)}. \quad (21)$$

6.4 Проверка несущей способности обечайки

6.4.1 Несущая способность обечайки в месте приварки опорной лапы без подкладного листа должна удовлетворять условию

$$F_1 \leq [F]_1 = \frac{[\sigma_j] h_1 (s - c)^2}{K_7 e_1}. \quad (22)$$

6.4.2 При $\frac{g}{h_1} < 0,5$ значение $[F]_1$, полученное по формуле (22), необходимо умножить на $\left(0,5 + \frac{g}{h_1}\right)$.

6.4.3 K_7 вычисляют по формулам:

- для конструкции А и С:

$$K_7 = \exp [(-5,964 - 11,395x - 18,984y - 2,413x^2 - 7,286xy - 2,042y^2 + 0,1322x^3 + 0,4833x^2y + 0,8469xy^2 + 1,428y^3) 10^{-2}], \quad (23)$$

- для конструкции В:

$$K_7 = \min \begin{cases} \exp [(-26,791 - 6,936x - 36,330y - 3,503x^2 - 3,357xy + 2,786y^2 + 0,2267x^3 + 0,2831x^2y + 0,3851xy^2 + 1,370y^3) 10^{-2}] \\ \exp [(-5,964 - 11,395x - 18,984y - 2,413x^2 - 7,286xy - 2,042y^2 + 0,1322x^3 + 0,4833x^2y + 0,8469xy^2 + 1,428y^3) 10^{-2}], \end{cases} \quad (24)$$

- для конструкции D:

$$K_7 = \exp [(-29,532 - 45,958x - 91,759z - 1,801x^2 - 12,062xz - 18,872z^2 + 0,1551x^3 + 1,617x^2z + 3,736xz^2 + 1,425z^3) 10^{-2}], \quad (25)$$

где $x = \ln\left(\frac{D_p}{2(s - c)}\right)$; $y = \ln\frac{h_1}{D_p}$; $z = \ln\frac{b_4}{D_p}$.

6.4.4 $[\sigma_j]$ — вычисляют по формуле (1).

K_1 вычисляют при $\vartheta_1 = 0,3$; ϑ_2 — по формуле (2), где $\bar{\sigma}_m$, равное $\bar{\sigma}_{m,y}$, — по формуле (5) для конструкций А, В и С и $\bar{\sigma}_m$, равное $\bar{\sigma}_{m,x}$, — по формуле (3) или (4) для конструкции D.

6.4.5 Несущая способность обечайки в месте приварки опорной лапы с подкладным листом должна удовлетворять условию

$$F_1 \leq [F]_1 = \frac{[\sigma_j] b_3 (s - c)^2}{K_8 (e_1 + s_2)}. \quad (26)$$

6.4.6 При $\frac{b_2}{b_3} < 0,6$ значение $[F]_1$, полученное по формуле (26), необходимо умножить на $\left(0,4 + \frac{b_2}{b_3}\right)$.

6.4.7 Коэффициент K_8 вычисляют по формуле:

$$K_8 = \min \begin{cases} \exp[(-49,919 - 39,119x - 107,01y_1 - 1,693x^2 - 11,920xy_1 - 39,276y_1^2 + \\ + 0,237x^3 + 1,608x^2y_1 + 2,761xy_1^2 - 3,854y_1^3)10^{-2}] \\ \exp[(-5,964 - 11,395x - 18,984y - 2,413x^2 - 7,286xy - 2,042y^2 + \\ + 0,1322x^3 + 0,4833x^2y + 0,8469xy^2 + 1,428y^3)10^{-2}], \end{cases} \quad (27)$$

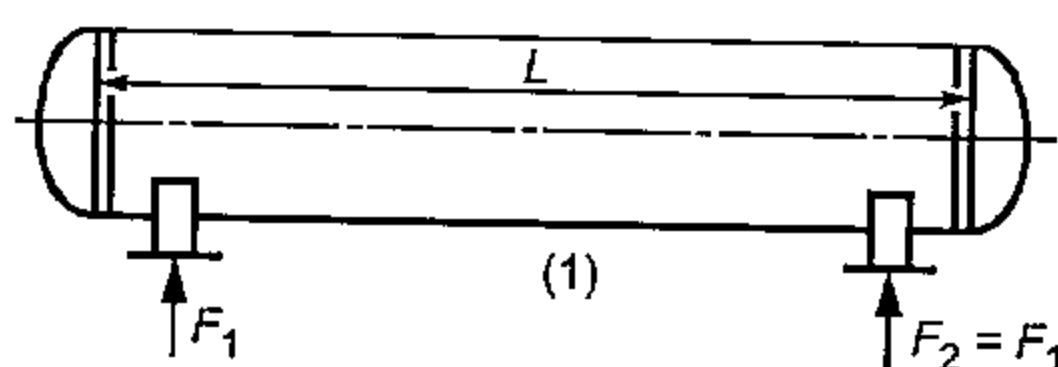
где $x = \ln\left(\frac{D_p}{2(s-c)}\right)$; $y = \ln\frac{h_1}{D_p}$; $y_1 = \ln\frac{b_3}{D_p}$.

6.4.8 $[\sigma_j]$ — вычисляют по формуле (1).

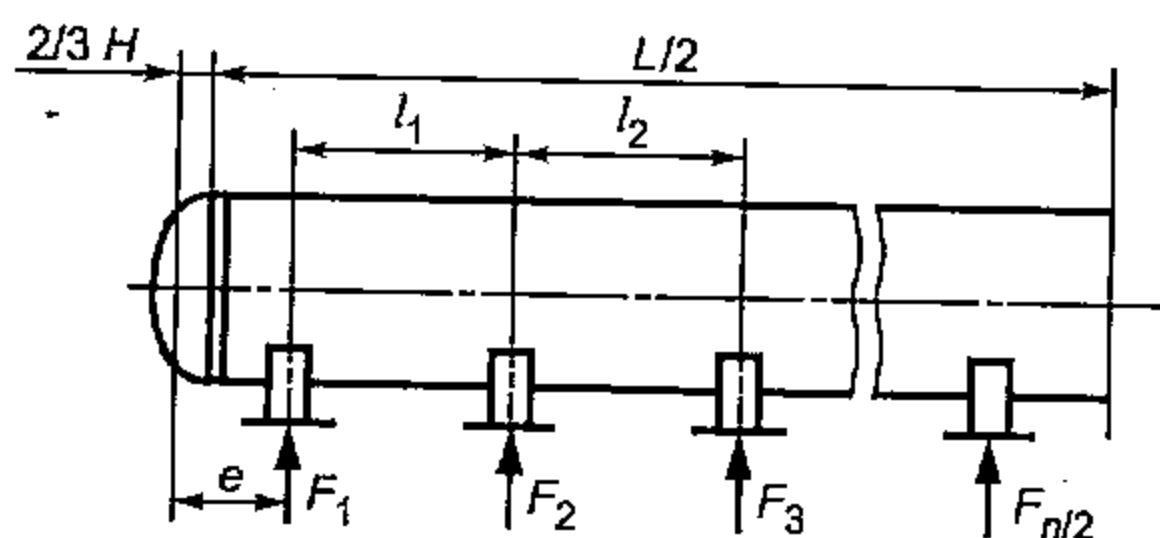
K_1 вычисляют при $\vartheta_1 = 0,4$; ϑ_2 — по формуле (2), где $\bar{\sigma}_m$, равное $\bar{\sigma}_{m,y}$, — по формуле (5).

7 Седловые опоры

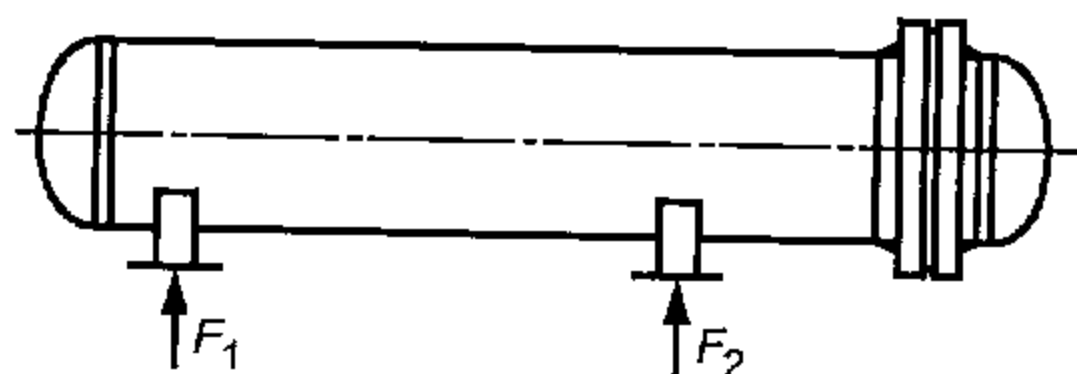
7.1. Основные размеры седловых опор приведены на рисунках 8 и 9.



а — сосуд, опирающийся симметрично на две седловые опоры

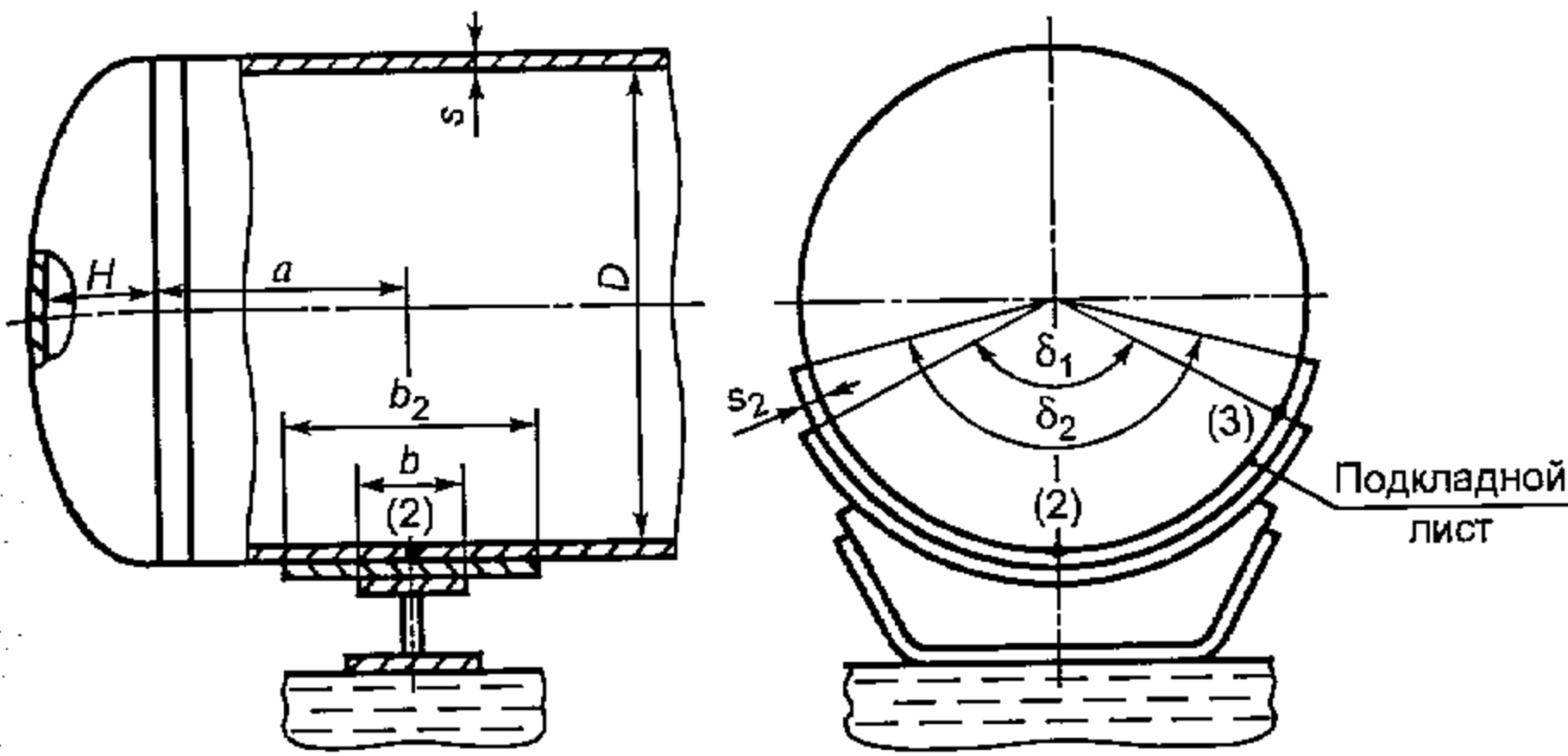


б — сосуд, опирающийся симметрично на три или более опоры

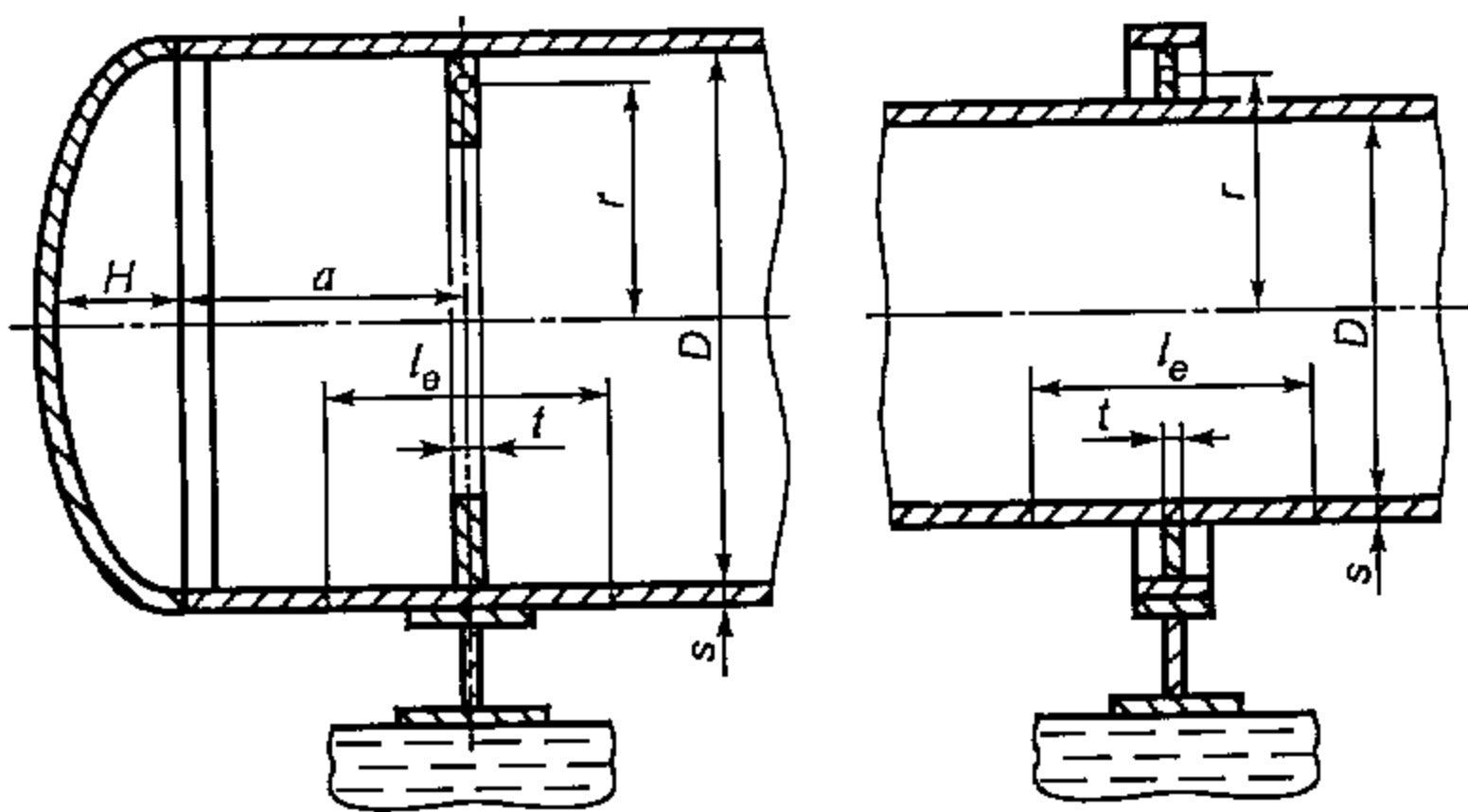


с — сосуд, опирающийся несимметрично

Рисунок 8 — Схемы расположения седловых опор для сосудов



а — цилиндрическая обечайка, не подкрепленная элементами жесткости



б — цилиндрическая обечайка, подкрепленная кольцами жесткости

Рисунок 9 — Расчетная схема седловой опоры

7.2 Условия применения расчетных формул

7.2.1 Расчетные формулы применимы при выполнении условий:

$$60^\circ \leq \delta_1 \leq 180^\circ,$$

$$\frac{(s - c)}{D} \leq 0,05,$$

$$s_2 \geq s,$$

$$\delta_2 \geq \delta_1 + 20^\circ.$$

Площадь поперечного сечения кольца жесткости $A_k \geq (s - c) \sqrt{D(s - c)}$.

7.3 Расчетные усилия, расчетная схема

7.3.1 Расчетная схема определения усилий

В качестве основной расчетной схемы для определения опорных усилий, моментов и поперечных усилий принимают балку переменного кольцевого сечения, шарнирно опертую в местах расположения опор и нагруженную в общем случае распределенными и сосредоточенными усилиями в зависимости от конструкции сосуда. Расчетные усилия и моменты определяют методами технической механики. На рисунке 10 представлена одна из возможных расчетных схем для цилиндрического сосуда постоянного сечения с эллиптическими днищами, симметрично опертого на две опоры.

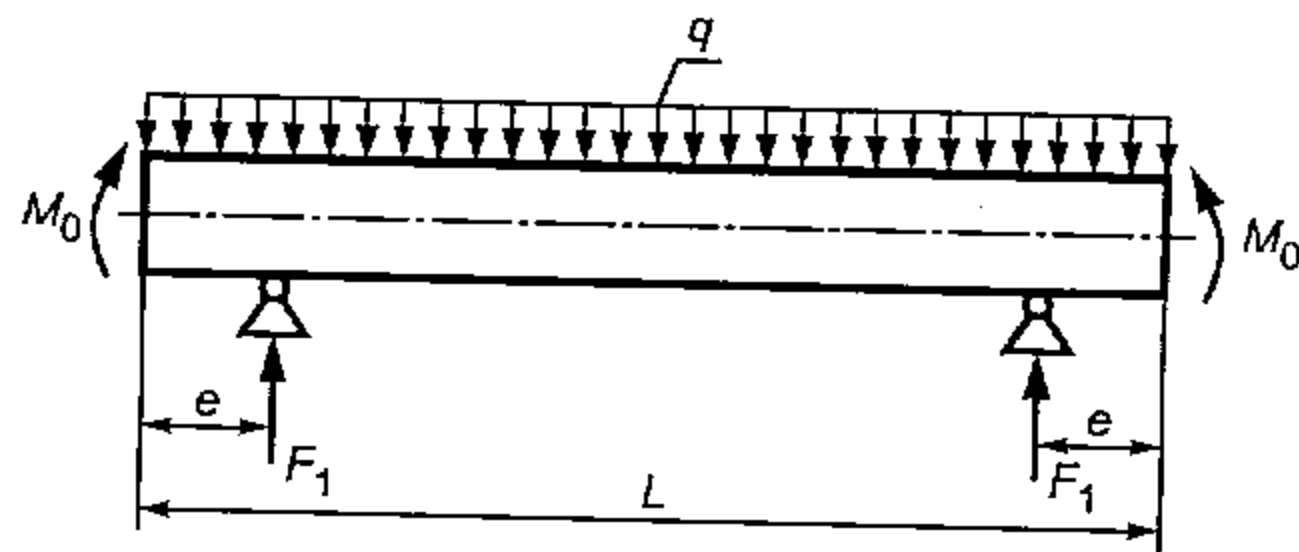


Рисунок 10 — Расчетная схема определения усилий

Нагрузки для приведенной на рисунке 10 балки вычисляют по формулам

$$q = \frac{G}{L + \frac{4}{3}H}; \quad (28)$$

$$M_0 = q \frac{D^2}{16}. \quad (29)$$

7.3.2 Опорное усилие F_i в общем случае определяется методами технической механики. Для схемы, приведенной на рисунке 10,

$$F_1 = \frac{G}{2}. \quad (30)$$

7.3.3 Изгибающие моменты и поперечные усилия

Изгибающие моменты следует вычислять в сечениях обечайки над опорами M_i и между опорами M_{ij} в сечениях, где они имеют наибольшие значения.

Поперечные усилия следует вычислять в сечениях обечайки над опорами Q_i .

В общем случае изгибающие моменты и поперечные усилия определяют методами технической механики.

Для схемы, приведенной на рисунке 10, момент M_i над опорой вычисляют по формуле

$$M_1 = M_2 = \frac{qe^2}{2} - M_0. \quad (31)$$

Максимальный момент M_{ij} между опорами i и j для схемы, представленной на рисунке 10, вычисляют по формуле

$$M_{12} = M_0 + F_1 \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3}H \right)^2. \quad (32)$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой для схемы, представленной на рисунке 10, вычисляют по формуле

$$Q_1 = \frac{L - 2a}{L + \frac{4}{3}H} F_1. \quad (33)$$

7.4 Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами

Несущую способность обечайки в сечении между опорами следует проверять при условии

$$\max \{M_{ij}\} > \max \{M_i\}. \quad (34)$$

7.4.1 Сосуды, работающие под внутренним избыточным давлением

Условие прочности:

$$\frac{pD}{4(s-c)} + \frac{4M_{ij} K_9}{\pi D^2 (s-c)} \leq [\sigma] \varphi, \quad (35)$$

где M_{ij} — изгибающий момент по 7.3.3;

K_g — коэффициент, учитывающий частичное заполнение жидкостью, вычисляют по формуле

$$K_g = \max \{ 1, 6 - 0,20924(x-1) + 0,028702x(x-1) + 0,4795 \cdot 10^{-3} y(x-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} xy(x-1) - 0,29936 \cdot 10^{-2} (x-1)x^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} (x-1)y^2 + 0,88174 \cdot 10^{-6} x^2(x-1)y - 0,75955 \cdot 10^{-8} y^2(x-1)x + 0,82748 \cdot 10^{-4} (x-1)x^3 + 0,48168 \cdot 10^{-9} (x-1)y^3; 1,0 \}, \quad (36)$$

где $y = \frac{D}{(s-c)}$; $x = \frac{L}{D}$.

Условие устойчивости:

$$\frac{[M_{ij}]}{[M]} \leq 1,0. \quad (37)$$

7.4.2 Сосуды, работающие под наружным давлением

Условие устойчивости:

$$\frac{|\rho|}{[\rho]} + \frac{[M_{ij}]}{[M]} \leq 1,0, \quad (38)$$

где $[M]$ — допускаемый изгибающий момент; $[\rho]$ — допускаемое наружное давление. В случае обечайки, укрепленной кольцами жесткости, допускаемое наружное давление определяют в области между двумя соседними кольцами жесткости.

7.5 Проверка несущей способности оболочки, не укрепленной кольцами жесткости в области опорного узла

Несущая способность должна быть проверена в нижних точках (2) и (3) (см. рисунок 9).

7.5.1 Параметры системы, общее меридиональное мембранное напряжение

Параметр, определяемый расстоянием до днища, вычисляют по формуле

$$\gamma = 2,83 \frac{a}{D} \sqrt{\frac{(s-c)}{D}}. \quad (39)$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле

$$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(s-c)}}. \quad (40)$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба, действующее в области опорного узла, вычисляют по формуле

$$\bar{\sigma}_{m,x} = \frac{4M_i}{\pi D^2 (s-c)}, \quad (41)$$

где M_i — изгибающий момент по 7.3.3.

7.5.2 Цилиндрическая обечайка без подкладных листов

7.5.2.1 Условие прочности:

$$F_i \leq \min \{ [F]_2, [F]_3 \}, \quad (42)$$

где $[F]_2$ — допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении, вычисляемое по формуле

$$[F]_2 = \frac{0,7[\sigma_i]_2 \sqrt{D(s-c)} (s-c)}{K_{10} K_{12}}, \quad (43)$$

$[F]_3$ — допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении, вычисляемое по формуле

$$[F]_3 = \frac{0,9[\sigma]_3 \sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{14} K_{16} K_{17}}, \quad (44)$$

где $[\sigma]_2, [\sigma]_3$ — предельные напряжения изгиба, вычисляемые по формуле (1).

Коэффициенты ϑ_1 и ϑ_2 для определения коэффициента K_1 приведены в таблице 1. Для ϑ_2 принимают соответственно $\vartheta_{2,1}$ или $\vartheta_{2,2}$, дающие наименьшее предельное напряжение изгиба.

Таблица 1

$[\sigma]_{2,3}$	ϑ_1	$\vartheta_{2,1}$	$\vartheta_{2,2}$
$[\sigma]_2$	$-\frac{0,23K_{13}K_{15}}{K_{12}K_{10}}$	$-\bar{\sigma}_{mx} \frac{1}{K_2[\sigma]}$	$\left(\frac{pD}{4(s-c)} - \bar{\sigma}_{mx}\right) \frac{1}{K_2[\sigma]}$
$[\sigma]_3$	$-\frac{0,53K_{11}}{K_{14}K_{16}K_{17}\sin(0,5\delta_1)}$	0	$\frac{pD}{2(s-c)} \frac{1}{K_2[\sigma]}$

K_{10} — коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры ($K_{10} = \max\left\{\frac{e^{-\beta_1} \sin\beta_1}{\beta_1}; 0,25\right\}$),

K_{12} — коэффициент, учитывающий влияние угла охвата ($K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)}$),

K_{14} — коэффициент, учитывающий влияние угла охвата ($K_{14} = \frac{1,45 - 0,43\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)}$),

K_{16} — коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища ($K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6\gamma)^2} \sqrt{\frac{\pi}{3\delta_1}}$),

K_{17} — коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры ($K_{17} = \frac{1}{1 + 0,63\sqrt{\frac{D}{s-c}} \frac{b}{D} \delta_1}$).

7.5.2.2 Проверку устойчивости следует проводить по формуле

$$\frac{|p|}{[p]} + \frac{|M_i|}{[M]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \left(\frac{Q_i}{[Q]}\right)^2 \leq 1,0, \quad (45)$$

где $p = 0$ — для сосудов, работающих под внутренним избыточным давлением;

$[p]$ — допускаемое наружное давление (для обечайки, укрепленной кольцами жесткости, допускаемое наружное давление определяют в области между двумя соседними кольцами жесткости);

F_e — эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры, вычисляемое по формуле

$$F_e = F_i \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{D}{(s-c)}} K_{13} K_{15}, \quad (46)$$

где K_{13} — коэффициент, учитывающий влияние угла охвата ($K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1\delta_1}{\pi}; 0\right\}}{\sin(0,5\delta_1)}$);

K_{15} — коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища ($K_{15} = \min\left\{1,0; \frac{0,8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{\delta_1}\right\}$);

K_{11} — коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры ($K_{11} = \frac{1 - e^{-\beta_1} \cos\beta_1}{\beta_1}$);

$\bar{\sigma}_{m,x}$ вычисляют по формуле (41).

При вычислении коэффициентов $K_{12} — K_{17}$ значение угла δ_1 следует подставлять в радианах.

7.5.3 Цилиндрическая обечайка с подкладными листами

7.5.3.1 Проверка несущей способности

Проверку несущей способности следует проводить по 7.5.2.1. В этом случае:

- подкладной лист рассматривают как седловую опору шириной b_2 с углом охвата δ_2 ;

- во всех формулах вместо b следует принимать b_2 , вместо δ_1 следует принимать δ_2 , толщину под-

кладного листа не учитывают;

- подкладной лист рассматривают как усиление стенки сосуда, во всех формулах и на графиках вместо $(s - c)$ следует подставлять s_{ef} , вычисляемую по формуле

$$s_{ef} = (s - c) \sqrt{1 + \left(\frac{s_2}{s - c}\right)^2}. \quad (47)$$

Устойчивость проверяют по 7.5.2.2.

7.6 Проверка несущей способности обечайки с кольцом жесткости в области опорного узла

7.6.1 Проверка прочности и устойчивости стенки сосуда

7.6.1.1 Сосуды, работающие под внутренним избыточным давлением, проверяют по условию проч-

ности

$$\frac{pD}{4(s - c)} + \frac{4M_i}{\pi D^2 (s - c)} \leq [\sigma], \quad (48)$$

где M_i — изгибающий момент по 7.3.3.

Устойчивость следует проверять по формуле (45), принимая $p = 0$ и $F_e = 0$.

7.6.1.2 Сосуды, работающие под наружным давлением

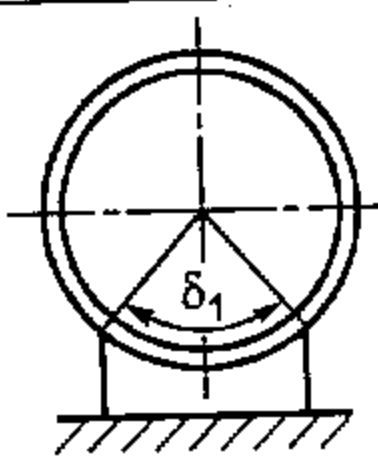
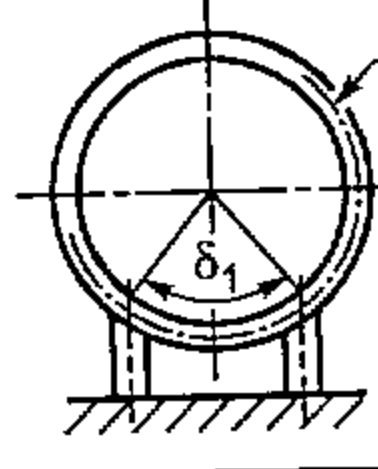
Устойчивость проверяют по формуле (45), принимая $F_e = 0$.

7.6.2 Прочность кольца жесткости должна удовлетворять условию

$$F_l \leq \frac{K_{18} [M_T] \varphi}{(0,5D \pm e_4)}, \quad (49)$$

где K_{18} — коэффициент по таблице 2;

Таблица 2

Значение угла охвата δ_1	 	
	K_{18}	
60°	14	—
90°	21	20
120°	33	28
150°	56	50
180°	103	—

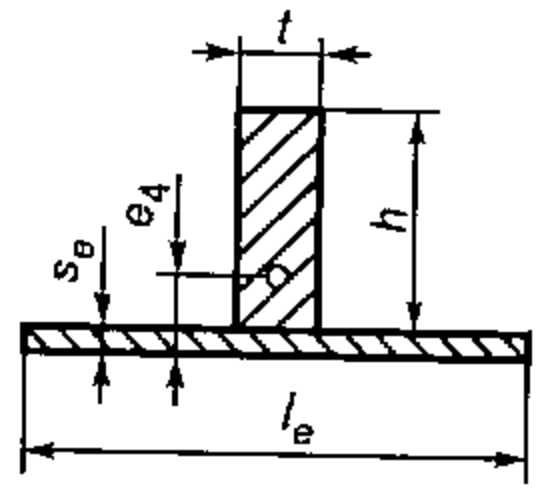
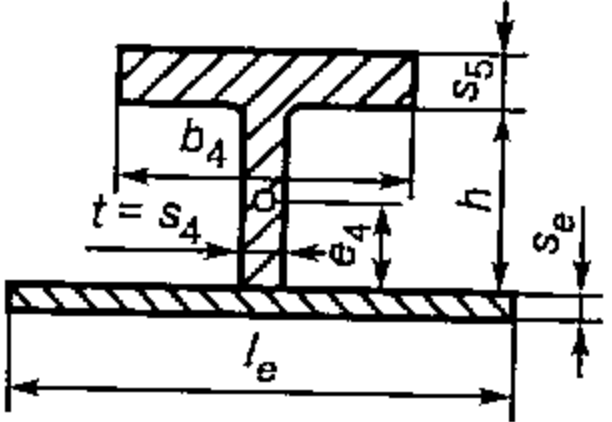
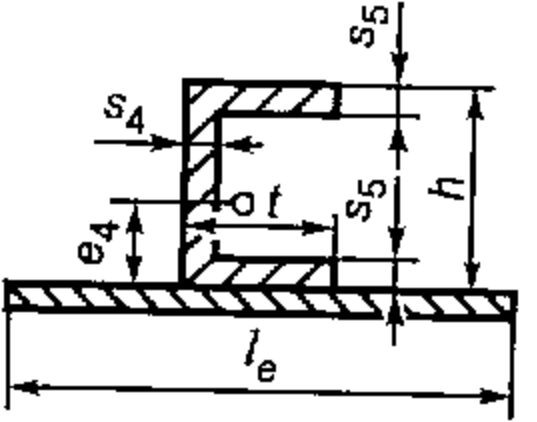
$[M_T]$, e_4 — определяют по таблице 3 ($e_4 > 0$ во всех случаях). При этом параметры s_e и l_e вычисляют по формулам

$$s_e = (s - c) \left(1 - \frac{|p|D}{2(s - c)[\sigma]} \right) \frac{[\sigma]}{[\sigma]_k}, \quad (50)$$

$$l_e = t + 4 \sqrt{D(s - c)}. \quad (51)$$

Знак « + » следует принимать для колец, расположенных снаружи сосуда, знак « - » — для колец, расположенных внутри сосуда.

Таблица 3

Сечение кольца	e_4	$[M_T]$
	$\frac{th - l_e s_e}{2t}$	$0,5[t(h - e_4)^2 + te_4^2 + (2e_4 + s_e)l_e s_e] [\sigma]_k$
	$\frac{b_4 s_5 + h s_4 - l_e s_e}{2s_4}$	$0,5[s_4(h - e_4)^2 + s_4 e_4^2 + (2h - 2e_4 + s_5)b_4 s_5 + (2e_4 + s_e)l_e s_e] [\sigma]_k$
	$\frac{h s_4 - l_e s_e}{2s_4}$	$0,5[s_4(h - e_4)^2 + 2t s_5(h - s_5) + (2e_4 + s_e)l_e s_e] [\sigma]_k$

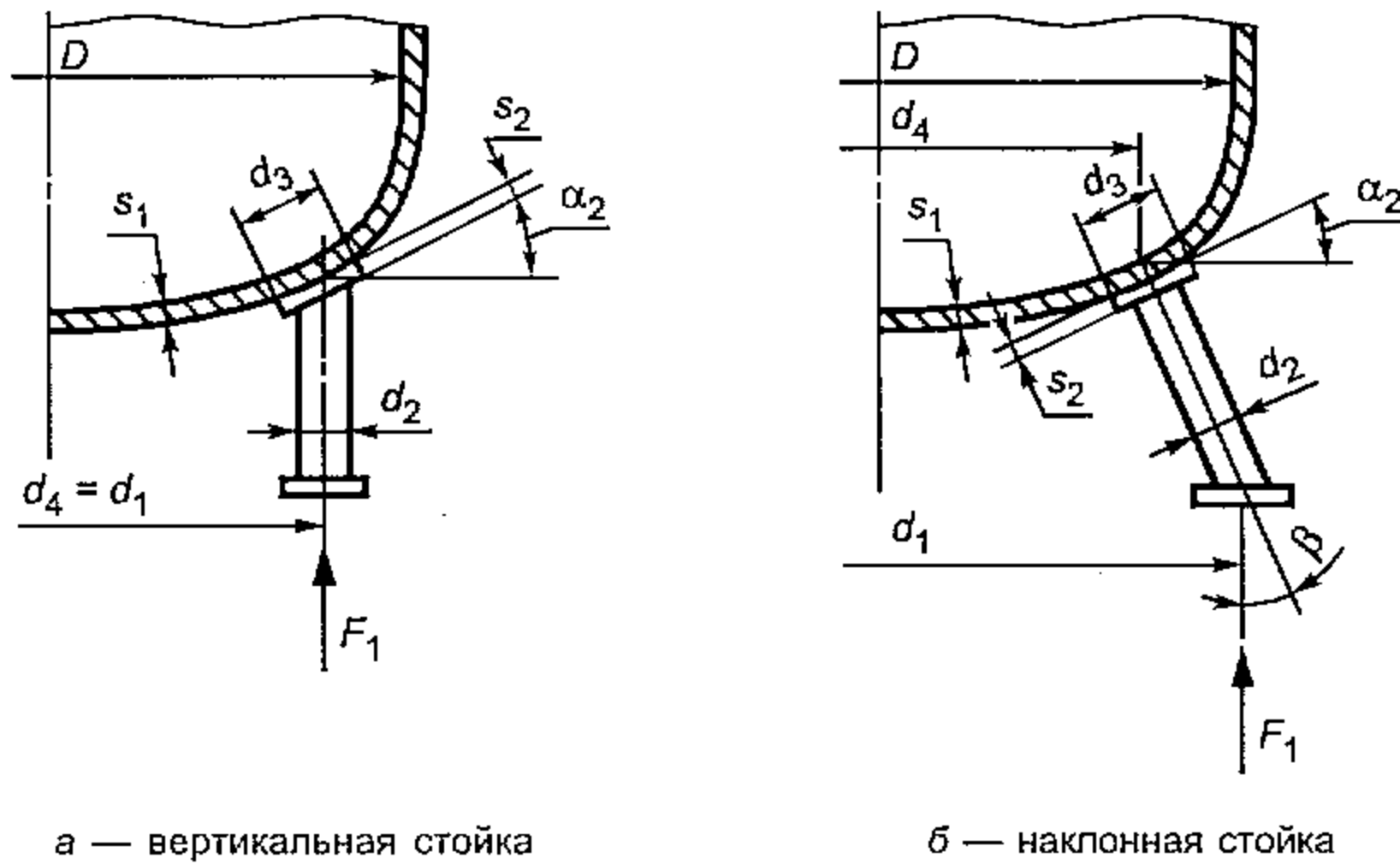
В случае применения профиля, не представленного в таблице 3, $[M_T]$ следует вычислять по формуле

$$[M_T] = W_p [\sigma]_k, \quad (52)$$

где W_p — пластический момент сопротивления площади поперечного сечения профиля, включая площадь $l_e s_e$. Нейтральная ось (для определения e_4) разделяет площадь поперечного сечения профиля на две равные части.

8 Опорные цилиндрические стойки

8.1 Основные размеры цилиндрических опорных стоек приведены на рисунке 11.



а — вертикальная стойка

б — наклонная стойка

Рисунок 11

8.2 Условия применения расчетных формул

8.2.1 Метод расчета днищ, установленных на наклонных опорных стойках, применяют, если их взаимное перемещение исключено.

8.2.2 Метод расчета применяют только для сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением.

8.2.3 Формулы применяют при соблюдении условия $d_3 \leq 1,6d_2$.

8.2.4 К торосферическим днищам опорные стойки должны быть присоединены в области сферического сегмента, а к эллиптическим днищам — в области $0 < x < 0,4 D$.

8.3 Расчет усилия

8.3.1 Вертикальное усилие на опорную стойку вычисляют по формуле

$$F_1 = \begin{cases} \frac{G}{3} + \frac{M}{0,75d_4} & \text{для } n = 3, \\ \frac{G}{2} + \frac{M}{d_4} & \text{для } n = 4. \end{cases} \quad (53)$$

8.3.2 При $n = 4$, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки между всеми опорными стойками (точный монтаж, установка прокладок, подливка бетона и т. п.), усилие вычисляют по формуле

$$F_1 = \frac{G}{4} + \frac{M}{d_4}. \quad (54)$$

8.3.3 Действие момента M допускается только в том случае, если опорные стойки связаны между собой жесткой рамой, препятствующей взаимному перемещению стоек.

При этом следует выполнить условие:

$$\left. \begin{aligned} \frac{G}{4} > \frac{M}{d_4} & \text{ для } n = 4 \\ \frac{G}{3} > \frac{M}{0,75d_4} & \text{ для } n = 3 \end{aligned} \right\} \quad (55)$$

8.4 Проверка несущей способности выпуклого днища

8.4.1 Несущая способность выпуклого днища должна удовлетворять условиям

$$\frac{F_1 - p \frac{\pi d_e^2}{4}}{[F]_1} + \frac{p}{[p]} \leq 1,0, \quad (56)$$

$$\frac{F_1}{[F]_1} \leq 1,0, \quad (57)$$

где $[F]_1$ — допускаемое вертикальное усилие, вычисляемое по формуле (58);

$$d_e = \begin{cases} d_2 & \text{— для опорных стоек без подкладного листа,} \\ d_3 & \text{— для опорных стоек с подкладным листом;} \end{cases}$$

$[\rho]$ — допускаемое внутреннее избыточное давление в срединной области выпуклого днища по ГОСТ Р 52857.2.

8.4.2 Допускаемое вертикальное усилие вычисляют по формуле

$$[F]_1 = 1,57[\sigma](s_1 - c)^2 \frac{\cos \beta}{\cos(\alpha_2 - \beta)} \sqrt{1 + 5 \frac{d_e^2}{r_m(s_1 - c)}}. \quad (58)$$

8.4.3 r_m и α_2 определяют по таблице 4.

Таблица 4

Форма днища	Эллиптическое днище	Торосферическое днище типов		
		Тип	A	B
	$H = 0,25D$			
r_m	$\frac{2D \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D}\right)^2}}{1 + \frac{1}{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D}\right)^2}}$	D	$0,9D$	$0,8D$
$\sin \alpha_2$	$\frac{d_4}{2D \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D}\right)^2}}$	$\frac{d_4}{2D}$	$\frac{d_4}{1,8D}$	$\frac{d_4}{1,6D}$

9 Опорные пластинчатые стойки

9.1 Основные размеры опорных пластинчатых стоек приведены на рисунке 12.

9.2 Условия применения расчетных формул

9.2.1 Метод расчета применяют только для эллиптических днищ, работающих под внутренним избыточным давлением.

9.2.2 Формулы применяют при соблюдении условий для эллиптических днищ:

$$0,003 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,02,$$

$$\frac{d_4}{D} \geq 0,7,$$

$$0,1 \leq \frac{l}{D} \leq 0,35,$$

$$b_3 \geq 1,2l,$$

$$b_2 \geq 0,6b_3,$$

$$s_2 \geq s_1.$$

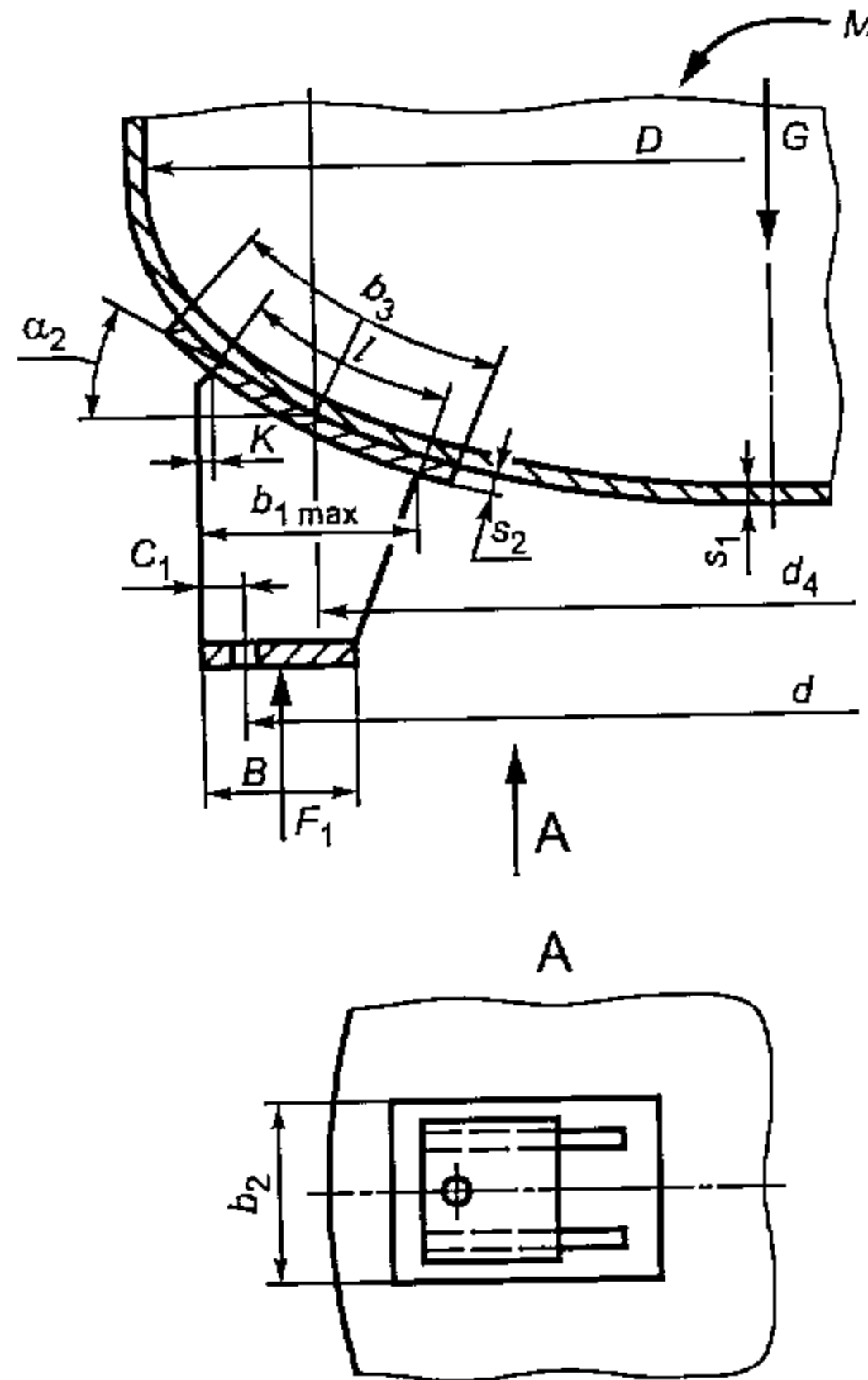


Рисунок 12 — Опорная стойка на эллиптическом днище

9.3 Расчетные усилия

9.3.1 Вертикальное усилие на опорную стойку вычисляют по формуле

$$F_1 = \begin{cases} \frac{G}{3} + \frac{M}{0,75d_4} & \text{при } n = 3, \\ \frac{G}{2} + \frac{M}{d_4} & \text{при } n = 4. \end{cases} \quad (59)$$

9.3.2 При $n = 4$, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки между всеми опорными стойками (точный монтаж, установка прокладок, подливка бетона и т. п.), усилие вычисляют по формуле

$$F_1 = \frac{G}{4} + \frac{M}{d_4}. \quad (60)$$

9.3.3 Меридиональный момент, передаваемый опорой на днище, вычисляют по формуле

$$M_1 = \frac{F_1 (b_{1\max} - B + K)}{2}. \quad (61)$$

9.3.4 При действии изгибающего момента M необходимо выполнить расчет на прочность фундаментного болта от действия растягивающего усилия:

$$F = \begin{cases} \frac{M}{0,75d} - \frac{G}{3} & \text{при } n = 3, \\ \frac{M}{d} - \frac{G}{4} & \text{при } n = 4. \end{cases} \quad (62)$$

Расчет на прочность фундаментного болта проводить не следует при выполнении условий:

$$\begin{aligned} \frac{G}{3} &> \frac{M}{0,75d} & \text{при } n = 3, \\ \frac{G}{4} &> \frac{M}{d} & \text{при } n = 4. \end{aligned} \quad (63)$$

9.4 Проверка несущей способности эллиптического днища

9.4.1 Несущую способность днища в месте приварки опорной лапы следует проверять по формуле

$$\frac{F_1 \sin \alpha_2}{[F]_1} + \frac{M_1}{[M]_1} + \frac{p}{[\rho]} \leq 1, \quad (64)$$

где $[\rho]$ — допускаемое внутреннее избыточное давление в срединной области выпуклого днища по ГОСТ Р 52857.2;

угол α_2 определяют по таблице 4.

9.4.2 Допускаемое нормальное усилие для неподкрепленного эллиптического днища вычисляют по формуле

$$[F]_1 = 0,25 K_{20} [\sigma] (s_1 - c)^2 (0,2 + d_4 / D), \quad (65)$$

где d_4 — диаметр сечения, проходящего через середину линии контакта опоры с днищем, вычисляют по формуле

$$d_4 = d + 2C_1 - K - b_{1 \max}. \quad (66)$$

9.4.3 Допускаемый меридиональный момент для неподкрепленного эллиптического днища вычисляют по формуле

$$[M]_1 = 0,25 K_{21} [\sigma] (s_1 - c)^2 D (0,2 + d_4 / D). \quad (67)$$

9.4.4 Коэффициенты K_{20} и K_{21} определяют по графикам, приведенным на рисунках 13 и 14 соответственно, в зависимости от относительной толщины днища $(s_1 - c) / D$ и относительной длины линии контакта опоры с днищем l / D .

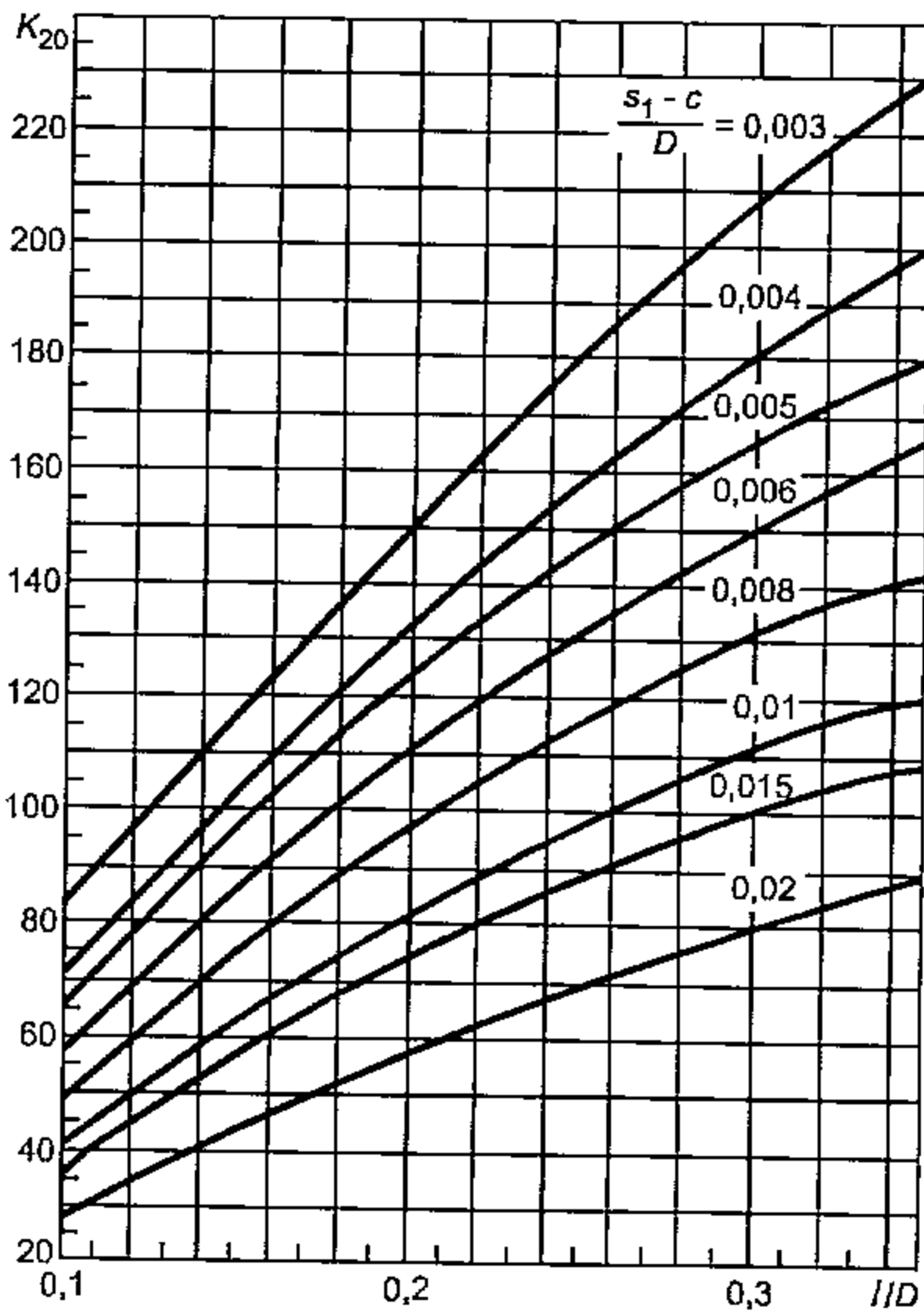


Рисунок 13 — Коэффициент K_{20}

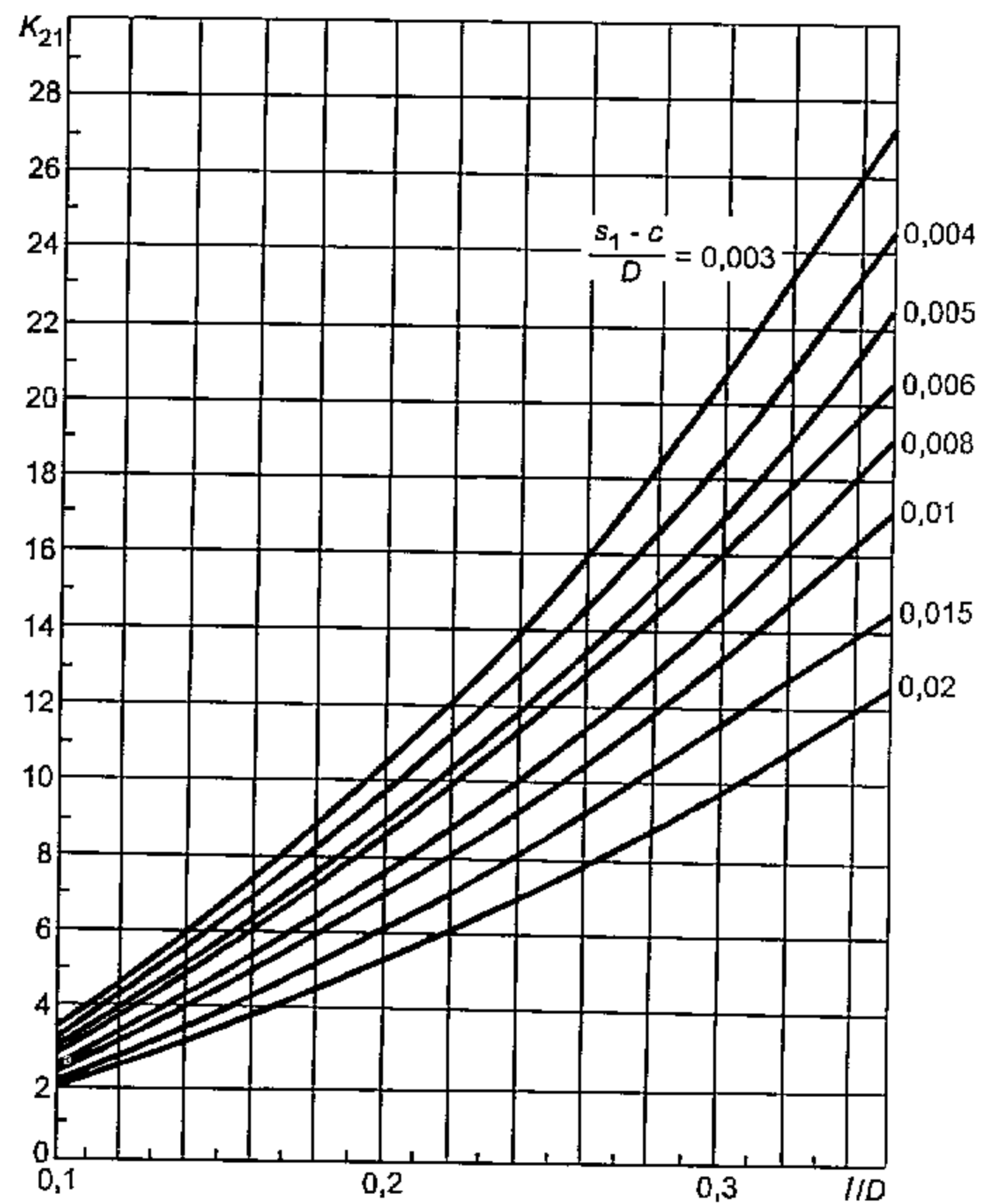


Рисунок 14 — Коэффициент K_{21}

9.4.5 Длину линии контакта опоры с днищем вычисляют по формуле

$$l = (b_{1\max} - K) / \sin \alpha_2. \quad (68)$$

9.4.6 Допускаемое нормальное усилие для подкрепленного подкладным листом эллиптического днища вычисляют по формуле

$$[F]_1 = 0,25 K_{20} K_{22} [\sigma] (s_1 - c)^2 (0,2 + d_4 / D). \quad (69)$$

9.4.7 Допускаемый меридиональный момент для подкрепленного подкладным листом эллиптического днища вычисляют по формуле

$$[M_1] = 0,25 K_{21} K_{23} [\sigma] (s_1 - c)^2 D (0,2 + d_4 / D). \quad (70)$$

9.4.8 Коэффициенты K_{22} и K_{23} определяют по графикам, приведенным на рисунках 15 и 16 соответственно.

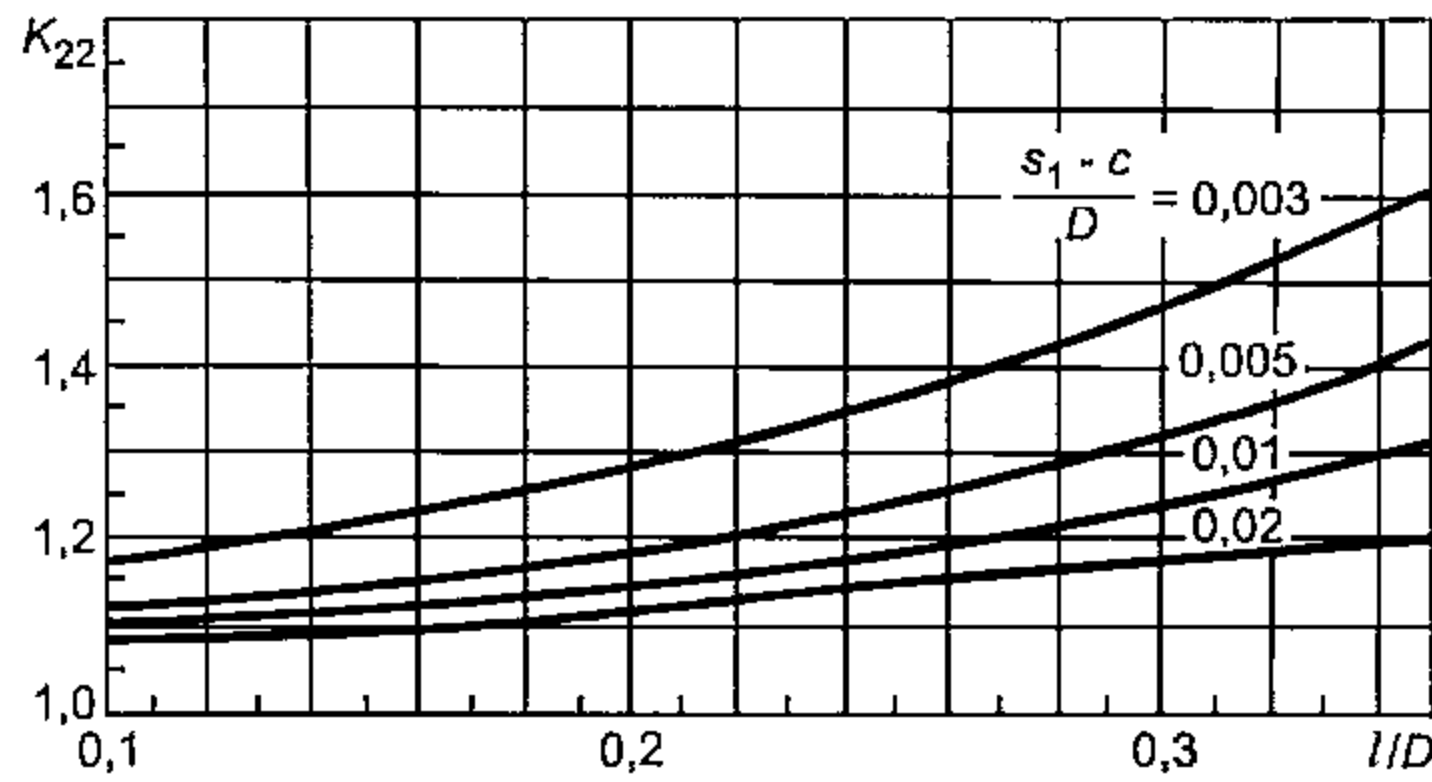


Рисунок 15 — Коэффициент K_{22}

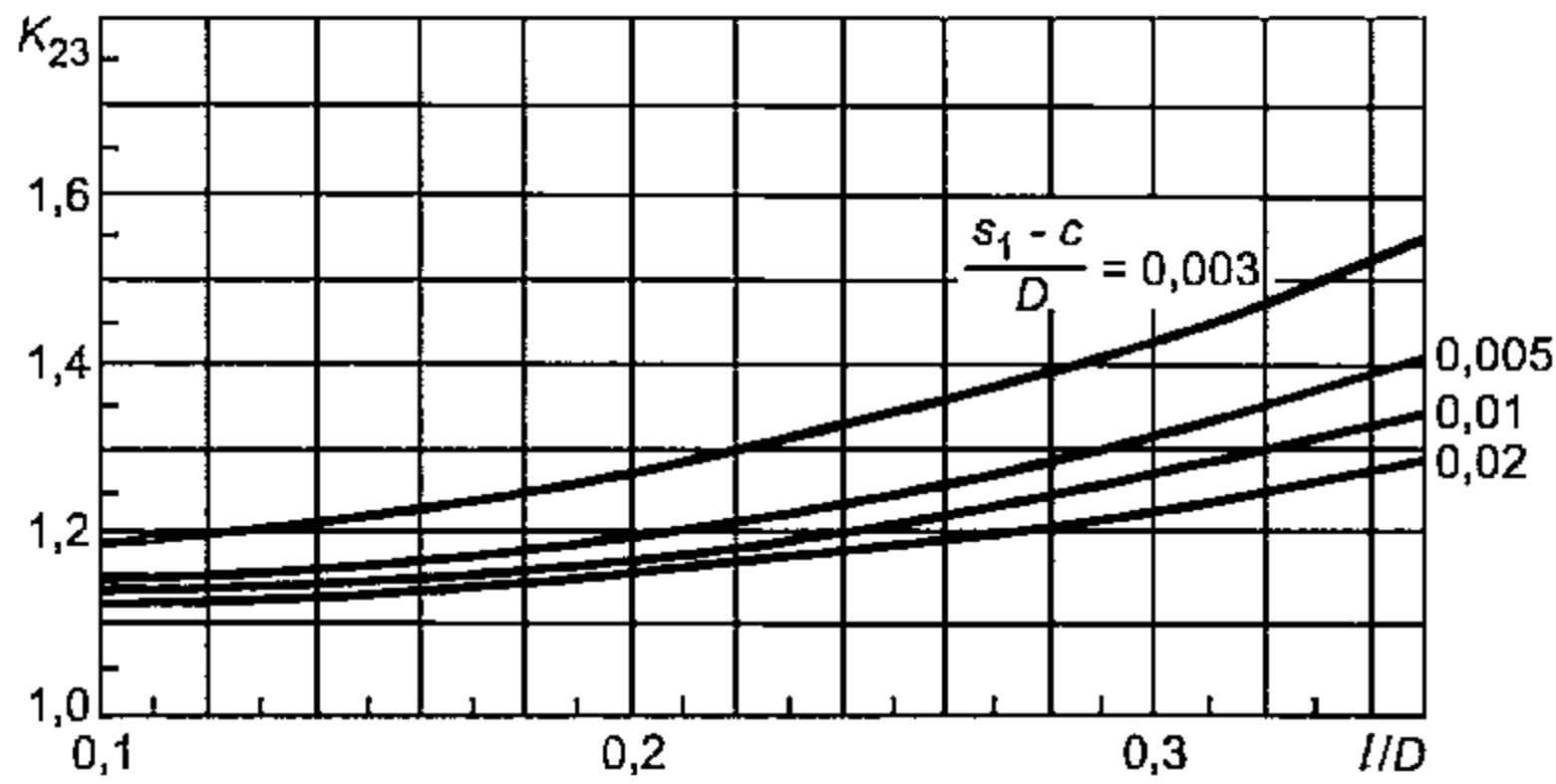


Рисунок 16 — Коэффициент K_{23}

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

Г02

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, опорные нагрузки

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.6—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Расчет на прочность
при малоцикловых нагрузках**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; Европейского стандарта EN 13445-3—2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1	Область применения	1
2	Нормативные ссылки	2
3	Обозначения	3
4	Общие положения	4
5	Условия проверки на малоцикловую прочность	4
6	Упрощенный расчет на малоцикловую прочность	11
7	Уточненный расчет на малоцикловую прочность	12
8	Определение допускаемой амплитуды напряжений и допускаемого числа циклов нагружения	12

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation.
Strength calculation under low-cyclic loads

Дата введения — 01—04—08

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность сосудов и аппаратов, применяемых в химической, нефтегазоперерабатывающей и других смежных отраслях промышленности, работающих в условиях многократных нагрузок от давления, стесненности температурных деформаций и других видов нагрузок при числе циклов нагружения не более 10^6 за весь срок эксплуатации.

Расчетные формулы настоящего стандарта применимы при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых необходимо учитывать ползучесть материала. Если нет точных данных по этим температурам, то формулы применимы при расчетных температурах, которые не превышают $380\text{ }^{\circ}\text{C}$ для углеродистых сталей, $420\text{ }^{\circ}\text{C}$ — для низколегированных и легированных сталей, $520\text{ }^{\circ}\text{C}$ — для аустенитных сталей, $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ — для алюминия и его сплавов, $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ — для меди и ее сплавов, $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ — для титана и его сплавов.

Настоящий стандарт применим совместно с ГОСТ Р 52857.1, ГОСТ Р 52857.2, ГОСТ Р 52857.3, ГОСТ Р 52857.9, ГОСТ Р 52857.11.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52857.1 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования

ГОСТ Р 52857.2 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек

ГОСТ Р 52857.3 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер

ГОСТ Р 52857.4 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

ГОСТ Р 52857.5 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок

ГОСТ Р 52857.7 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты

ГОСТ Р 52857.9 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение напряжений в местах пересечений штуцеров с обечайками и днищами при воздействии давления и внешних нагрузок на штуцер

ГОСТ Р 52857.11 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек

ГОСТ 30780—2002 Сосуды и аппараты стальные. Компенсаторы сильфонные и линзовые. Методы расчета на прочность

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

- A — характеристика материала, МПа;
- B — характеристика материала, МПа;
- c — сумма прибавок к расчетной толщине стенки обечайки, мм;
- C_t — поправочный коэффициент, учитывающий температуру;
- D — внутренний диаметр сосуда, мм;
- E_t — модуль продольной упругости при расчетной температуре, МПа;
- $[F]$ — допускаемое растягивающее или сжимающее усилие, Н;
- ΔF_j — размах колебаний усилия, Н;
- i — индекс нагрузки;
- j — индекс для обозначения цикла нагружения (одного вида);
- H_i — нагрузка i -го типа (давление, момент, усилие и др. или их совместное воздействие);
- ΔH_i — размах колебаний нагрузки i -го типа (главного и второстепенного);
- K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений;
- $[M]$ — допускаемый изгибающий момент, Н·мм;
- ΔM_j — размах колебания изгибающего момента, Н·мм;
- N_j — число циклов нагружения j -го вида;
- $[N_j]$ — допускаемое число циклов нагружения j -го вида;
- N — число циклов нагружения;
- $[N]$ — допускаемое число циклов нагружения;
- n_N — коэффициент запаса прочности по числу циклов;
- n_σ — коэффициент запаса прочности по напряжениям;
- p — расчетное давление в сосуде в состоянии эксплуатации или испытания, МПа;
- $[p]$ — допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление, МПа;
- Δp_j — размах колебания рабочего давления, МПа;
- s — толщина стенки сосуда, мм;
- q — коэффициент чувствительности к концентрации напряжений;
- R_{mT} — временное сопротивление материала при расчетной температуре, МПа;
- ΔT_{Tj} — размах колебания разности температур двух соседних точек стенки сосуда, °С;
- ΔT_{aj} — размах колебаний расчетных температур в местах соединения двух материалов с различными коэффициентами линейного расширения, °С;
- t — расчетная температура, °С;
- U — коэффициент линейного суммирования повреждений;
- $\alpha; \alpha_1; \alpha_2$ — температурные коэффициенты линейного расширения материалов, $1/^\circ\text{C}$;
- δ — величина смещения срединных поверхностей листов, мм;
- η — коэффициент, учитывающий местные напряжения;
- ξ — коэффициент, учитывающий тип сварного соединения;
- σ_a — амплитуда напряжений, МПа;
- $[\sigma_a]$ — допускаемая амплитуда напряжений, МПа;
- $\Delta\sigma_x; \Delta\sigma_y; \Delta\sigma_z; \Delta\tau_{xy}; \Delta\tau_{xz}; \Delta\tau_{yz}$ — размахи составляющих напряжений, МПа;
- $\Delta\sigma_1; \Delta\sigma_2; \Delta\sigma_3$ — размахи главных напряжений, МПа.

4 Общие положения

4.1 Расчет на малоцикловую прочность проводят для сосудов и аппаратов, которые отвечают условиям прочности при статической нагрузке в соответствии с нормативным документом.

4.2 Расчетное число циклов нагружения сосуда или аппарата определяют на основании установленного в документации режима эксплуатации и расчетного срока службы.

4.3 Под циклом нагружения понимают последовательность изменения нагрузки, которая заканчивается первоначальным состоянием и затем повторяется.

4.4 Под размахом колебания нагрузки следует понимать разность между максимальным и минимальным значениями нагрузок в течение одного цикла.

$$\Delta p_j = \max(p_j; 0) - \min(p_j; 0);$$

$$\Delta F_j = \max(F_j; 0) - \min(F_j; 0);$$

$$\Delta M_j = \max(M_j; 0) - \min(M_j; 0).$$

В соответствии с режимом эксплуатации размахи колебаний нагрузок могут быть разными. Условно их разделяют на главные (тип 1) и второстепенные (тип 2) (см. рисунок 1).

На рисунке 1 для упрощения расчетов эюры циклов нагружения представлены в виде прямоугольников, причем число циклов определяется при постоянном размахе колебания нагрузки.

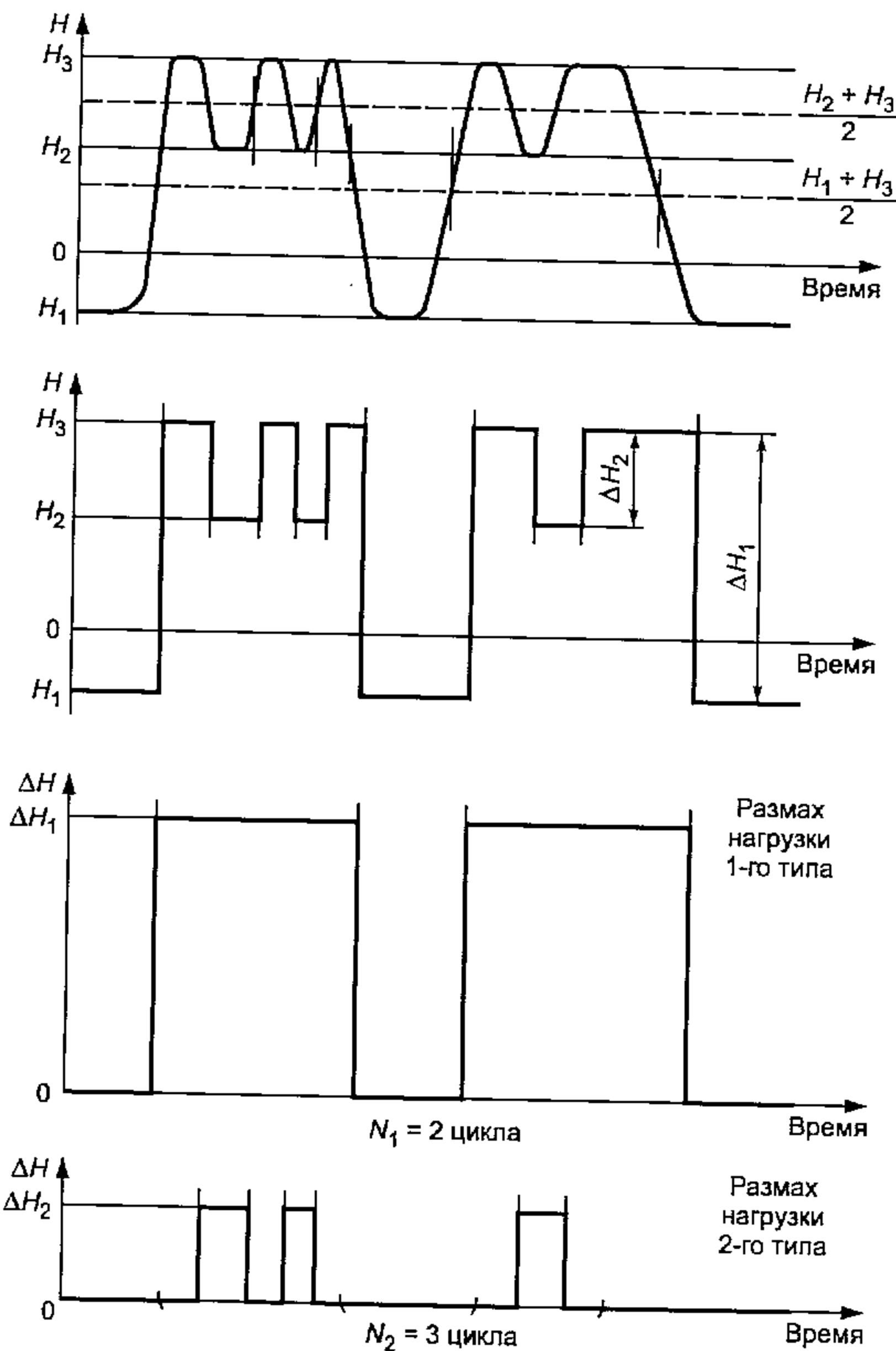


Рисунок 1

4.5 При расчете на малоцикловую прочность учитывают следующие циклы нагружения:

- рабочие циклы, которые имеют место между пуском и остановом рассчитываемого сосуда и относятся к нормальной эксплуатации сосуда;
- циклы нагружения при повторяющихся испытаниях давлением;
- циклы дополнительных усилий от воздействия трубопроводов на элементы сосуда или аппарата через крепление;
- циклы нагружения, вызванные стесненностью температурных деформаций при нормальной эксплуатации сосуда.

4.6 При расчете на малоцикловую прочность не учитывают циклы нагружения от:

- ветровых и сейсмических воздействий;
- нагрузок, возникающих при транспортировании и монтаже;
- нагрузок, у которых размах колебаний не превышает 15 % допустимого значения при расчете на статическую прочность. При определении суммы размахов нагрузок от различных воздействий не учитывают второстепенные размахи колебаний нагрузок, которые составляют менее 10 % всех остальных нагрузок;

- температурных нагрузок, при которых размах колебания разности температур в двух соседних точках менее 15 °С. Под соседними точками следует понимать две точки стенки сосуда, расстояние между которыми не превышает $\sqrt{2Ds}$ (D — диаметр сосуда, s — толщина стенки сосуда).

4.7 Главный размах колебаний главных нагрузок определяют на основании рабочих нагрузок.

4.8 Число циклов нагружения определяют по установленной в документации долговечности сосуда или аппарата.

5 Условия проверки на малоцикловую прочность

5.1 Поверочный расчет на малоцикловую прочность выполняют на основе анализа общего и местного напряженного состояния с целью исключения появления трещин. Расчет напряжений проводят в предположении линейно-упругого поведения материала, за исключением особо оговоренных случаев. Полученные амплитуды условных упругих напряжений не должны превышать допускаемые амплитуды напряжений.

5.2 Расчет на малоцикловую прочность по разделам 6 и 7 не проводят, если для всех элементов сосудов выполняются следующие условия:

- общее число циклов нагружения за весь срок эксплуатации не превышает:
 - 10³ циклов — для стальных сосудов и аппаратов, сосудов из латуни марок ЛС59-1, Л63, сплавов алюминия марок АМг2 и АМг3, титана и титановых сплавов марок ВТ1-0, ВТ1-00, ОТ4-0, АТ3;
 - 3·10³ циклов — для сосудов из меди марок М2, М3, М3р и сплава алюминия марки АМцС;
 - 0,2·10³ циклов — для сосудов из латуни марок ЛЖМц59-1-1, ЛО62-1 и сплавов алюминия марок АМг5 и АМг6;
 - 10⁶ циклов — для сосудов из алюминия марок А-85, А-8, АД00, АД0М, АД1М;

- все изменения нагрузок удовлетворяют условиям 4.6;
- имеются положительные результаты эксплуатации аналогичного сосуда при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности.

5.3 Если условия 5.2 не выполняются, то проводят либо упрощенный, либо уточненный расчет на малоцикловую прочность по разделам 6 и 7.

Допускается уточненный расчет не проводить, если по разделу 6 получены положительные результаты.

6 Упрощенный расчет на малоцикловую прочность

6.1 Условие малоциклового прочностного будет выполняться, если амплитуда напряжений, возникающих при эксплуатации сосуда, не превышает допускаемую амплитуду напряжений для заданного числа циклов.

$$\sigma_a \leq [\sigma_a]. \quad (1)$$

Допускаемую амплитуду напряжений определяют по разделу 8.

6.2 При заданной амплитуде напряжений условие малоциклового прочностного будет выполняться, если эксплуатационное число циклов не превышает допускаемое число циклов.

$$N \leq [N]. \tag{2}$$

Допускаемое число циклов нагружения определяют по разделу 8.

6.3 Если процесс нагружения состоит из ряда циклов N_j с разными амплитудами напряжений от одной или нескольких типов нагрузок, для всех нагруженных элементов сосуда должно выполняться условие:

$$U = \sum \frac{N_j}{[N_j]} \leq 1. \tag{3}$$

Допускаемое число циклов нагружения j -го вида определяют по разделу 8 в зависимости от амплитуды напряжений для цикла нагружения j -го вида.

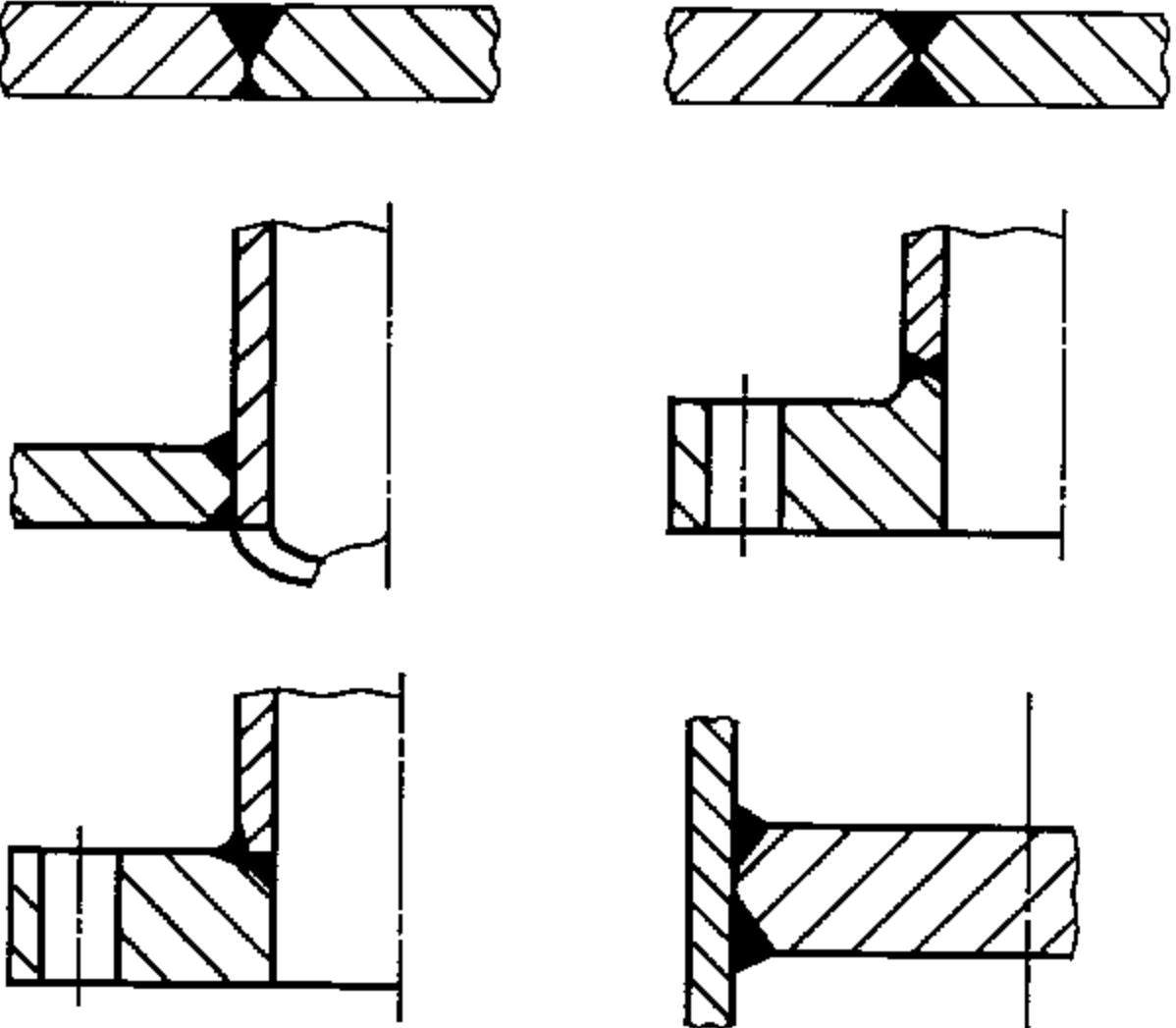
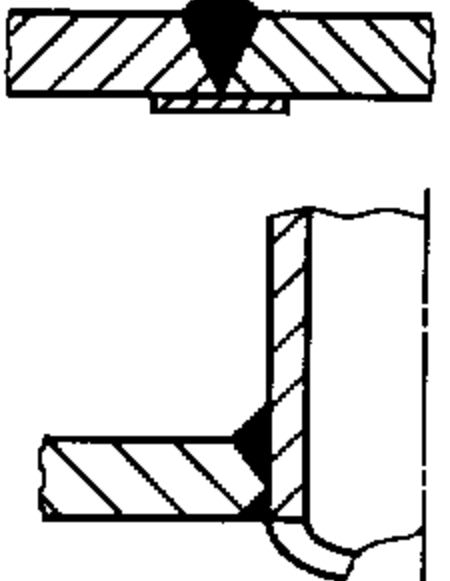
6.4 Амплитуду напряжений для цикла нагружения j -го вида вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{[\sigma] \xi \eta}{2} \left(\frac{\Delta p_j}{[p]} + \frac{\Delta F_j}{[F]} + \frac{\Delta M_j}{[M]} \right) + \frac{\eta}{2} (E \alpha \Delta T_{Tj} + |E_1 \alpha_1 - E_2 \alpha_2| \Delta T_{\alpha j}), \tag{4}$$

где ξ и η определяют по таблицам 1 и 2. При расчете гладкой обечайки коэффициент ξ принимается только для продольных сварных швов.

$[F]$ и $[M]$ определяют по ГОСТ Р 52857.2 и ГОСТ Р 52857.3.

Таблица 1

Тип сварного шва или соединение элементов	Пример сварного шва	ξ
<p>Стыковые сварные швы с полным проваром и плавным переходом</p> <p>Тавровые сварные швы с полным проваром и плавным переходом</p> <p>Бесшовная обечайка</p>		1,0
<p>Сварные швы сосуда с подкладным листом по всей длине</p> <p>Стыковые и тавровые сварные швы с полным проваром без плавного перехода</p>		1,2

Окончание таблицы 1

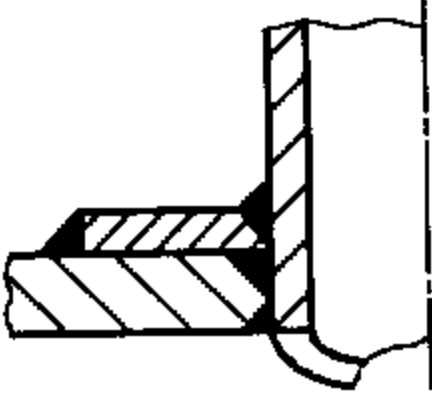
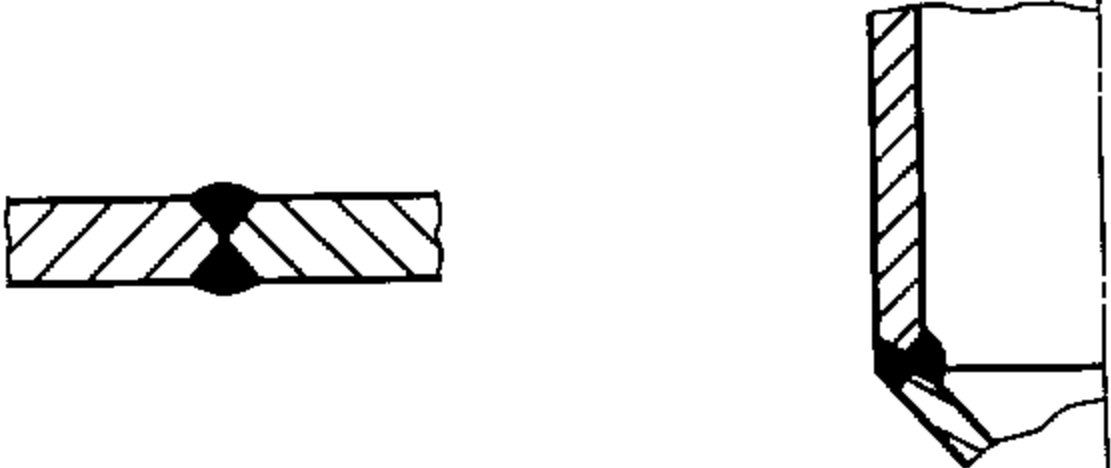
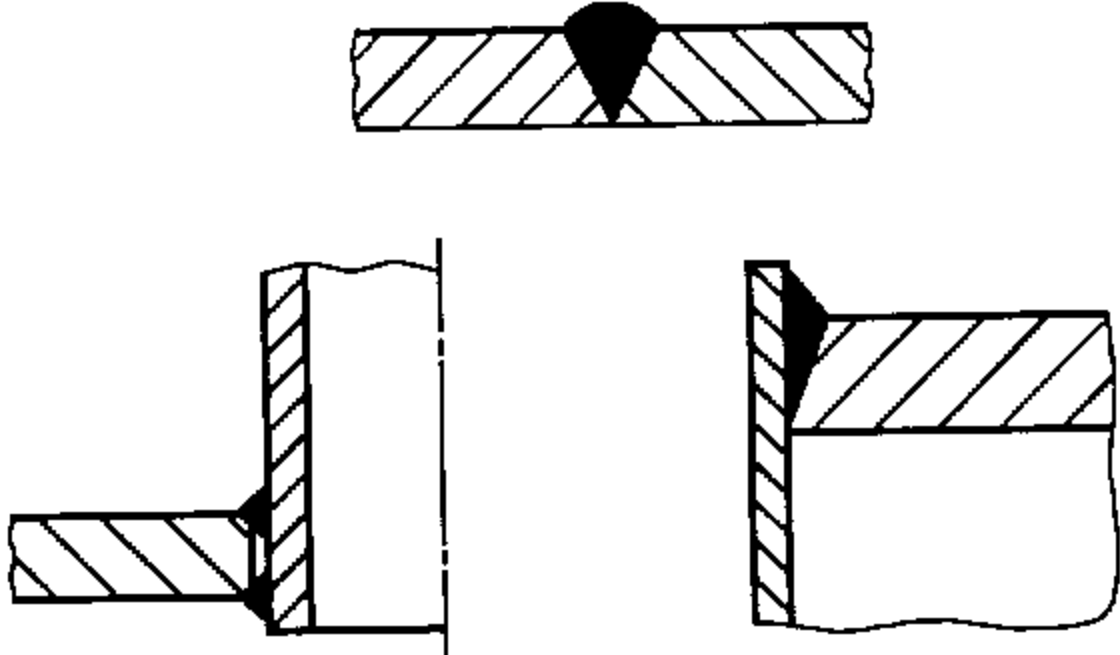
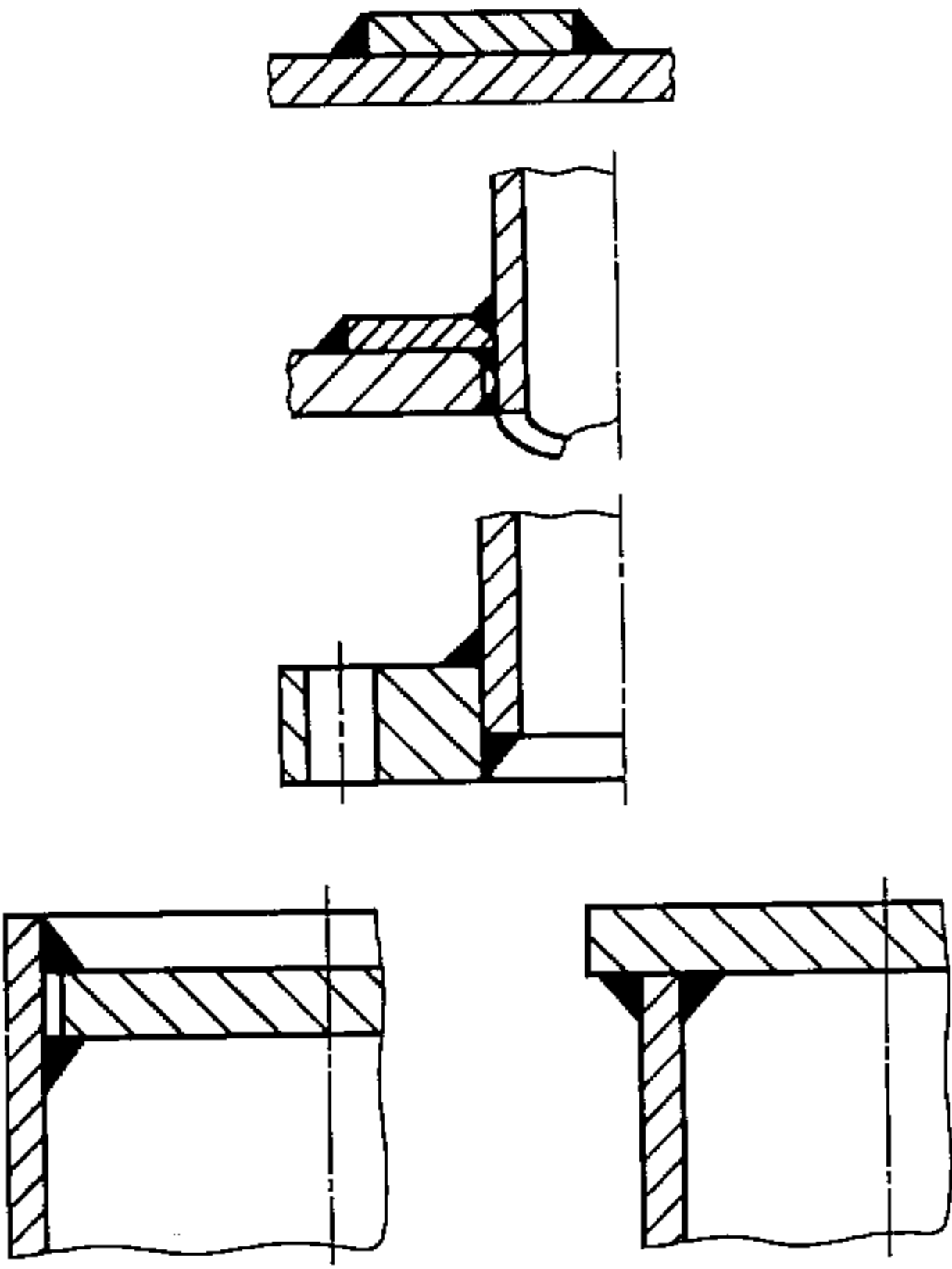
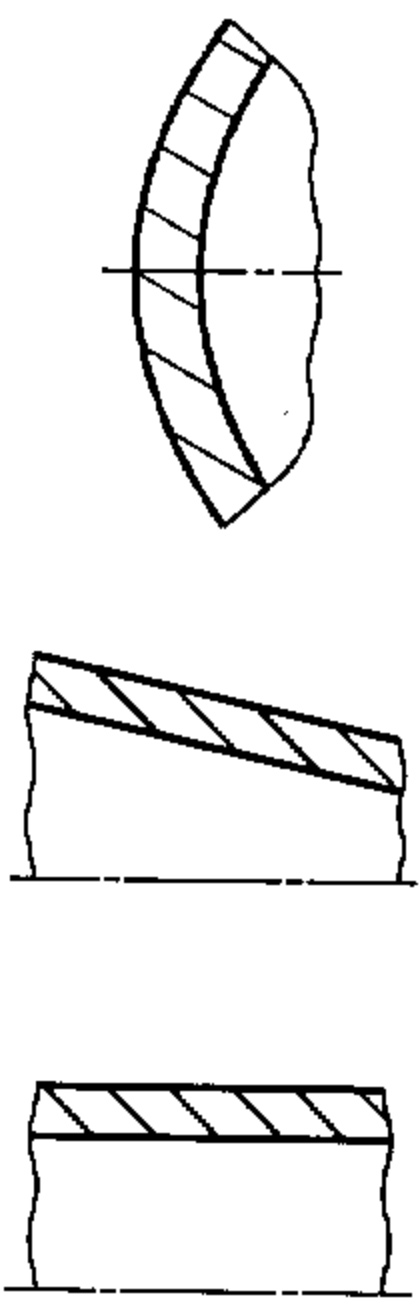
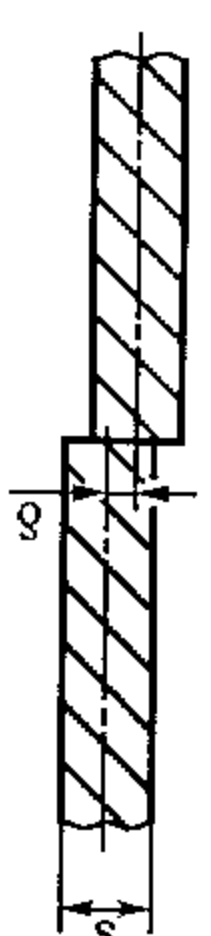
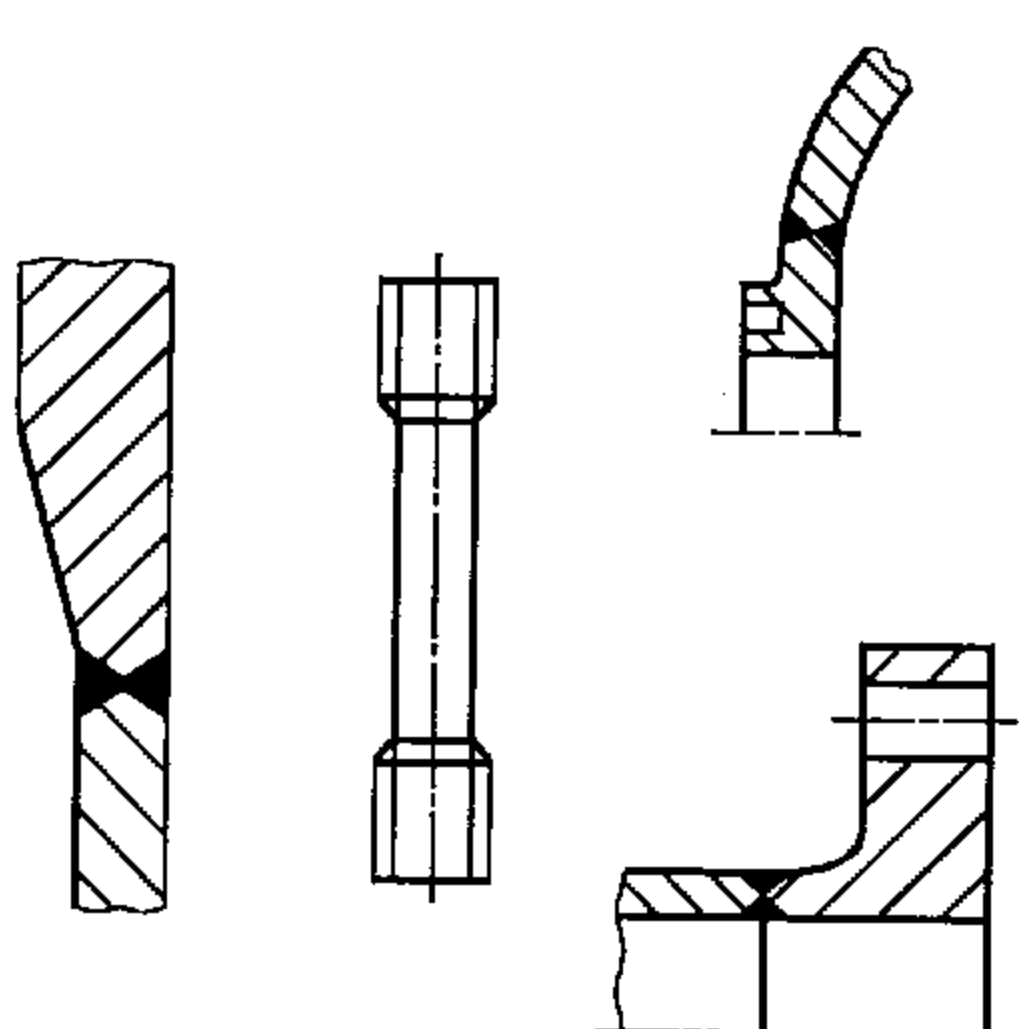
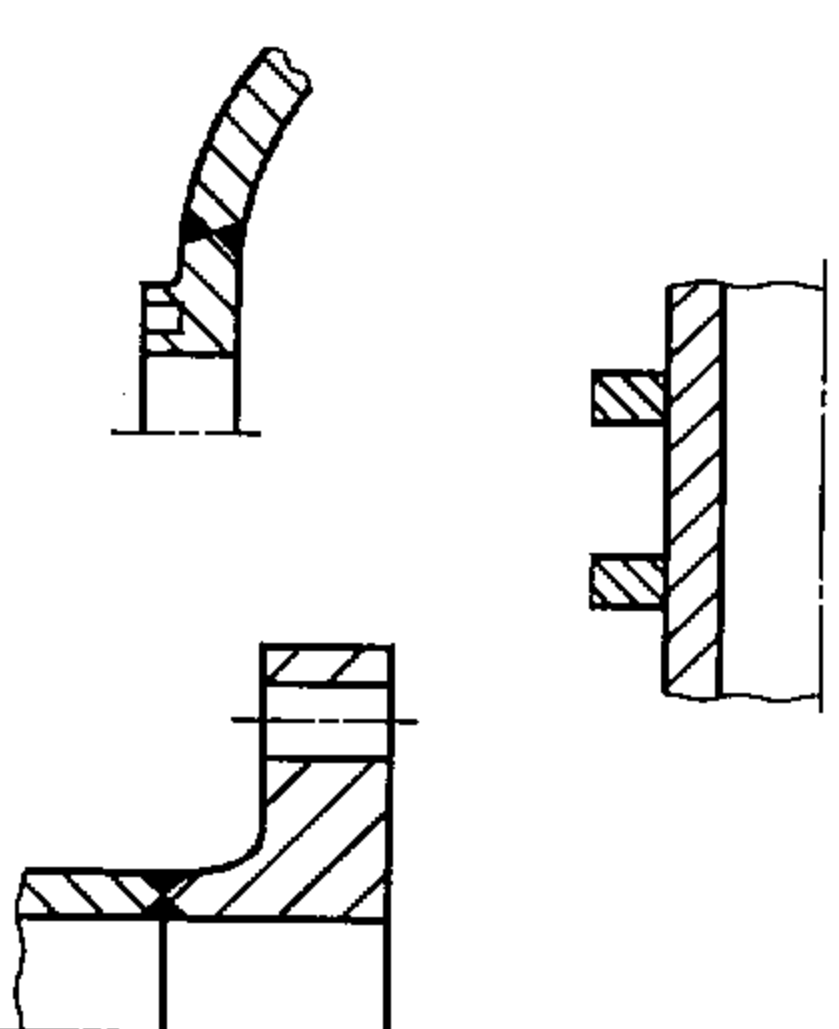
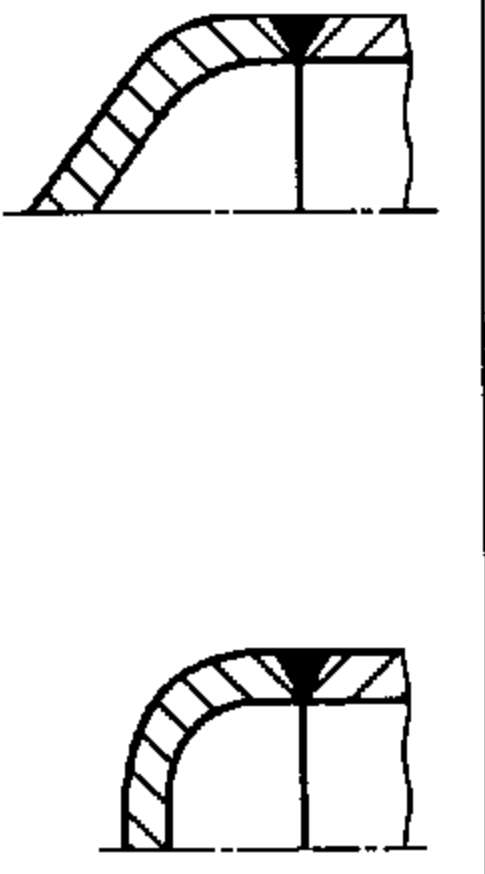
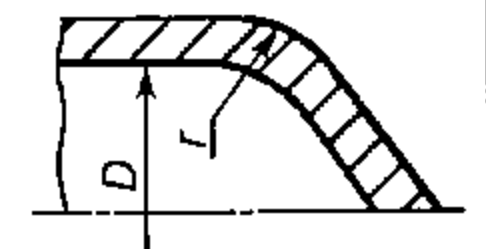
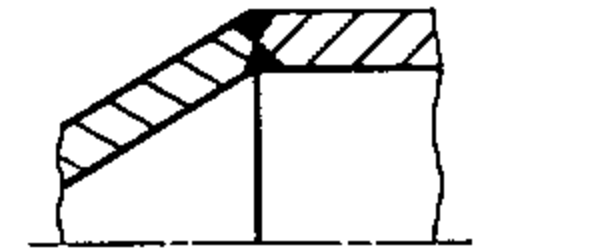
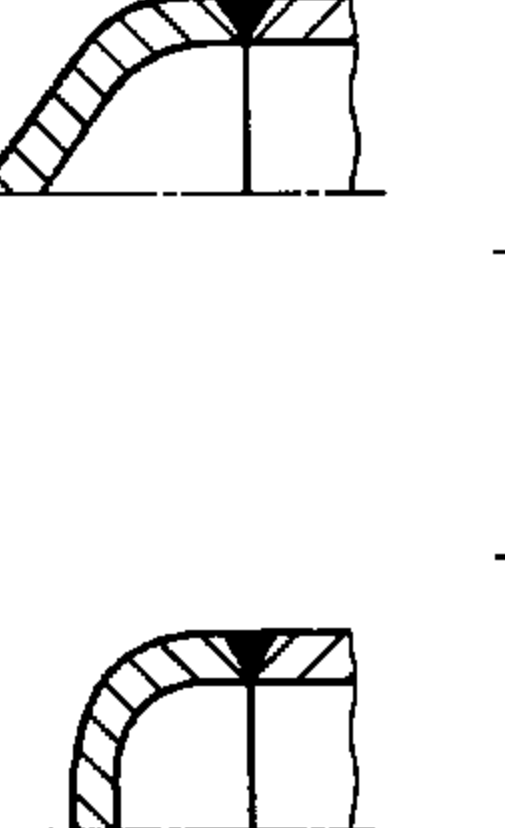
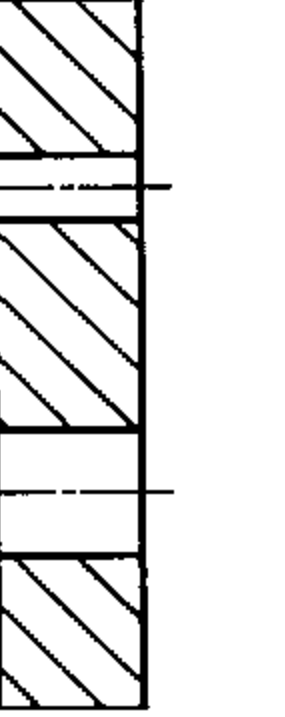
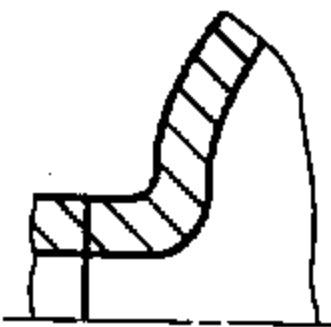

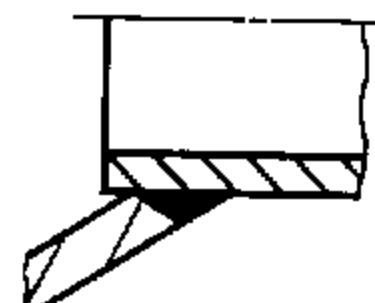
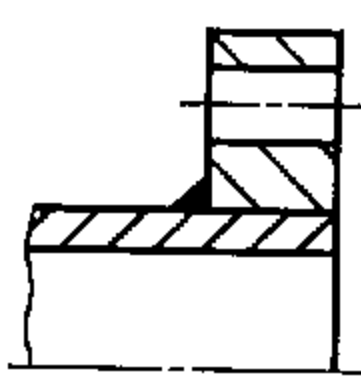
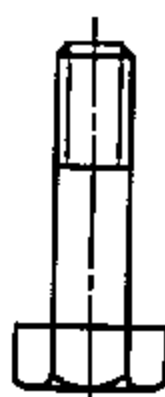
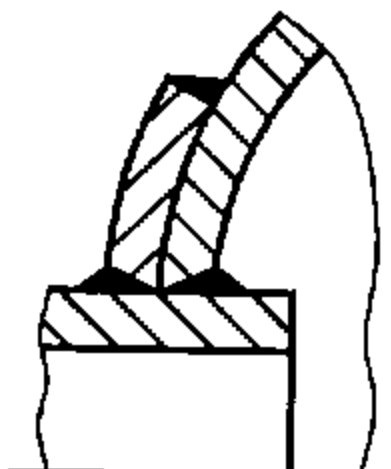
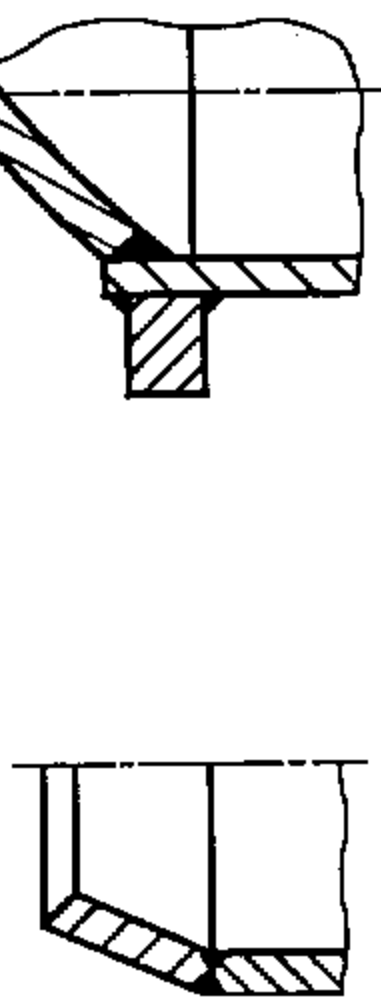
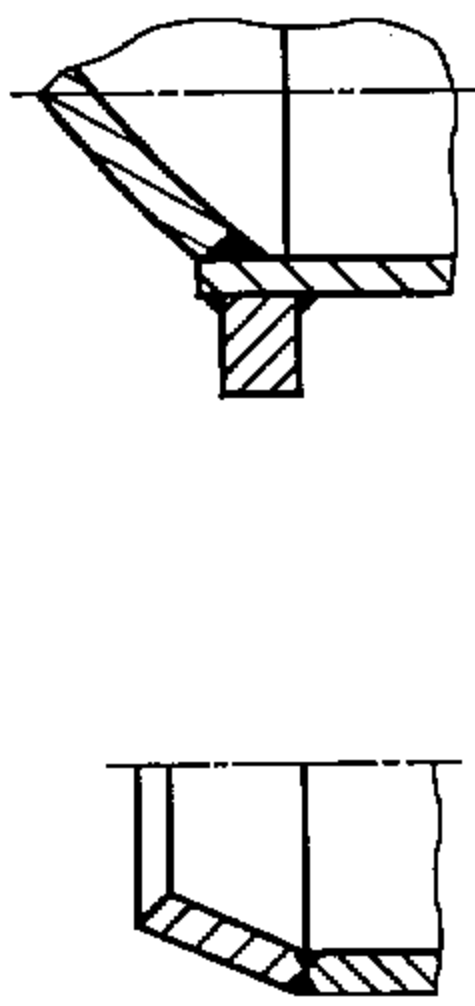
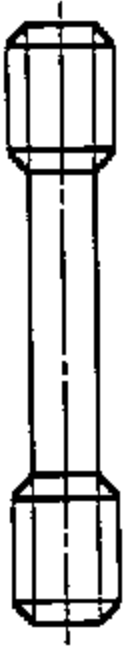
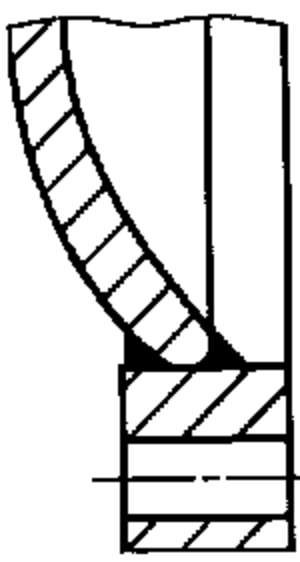
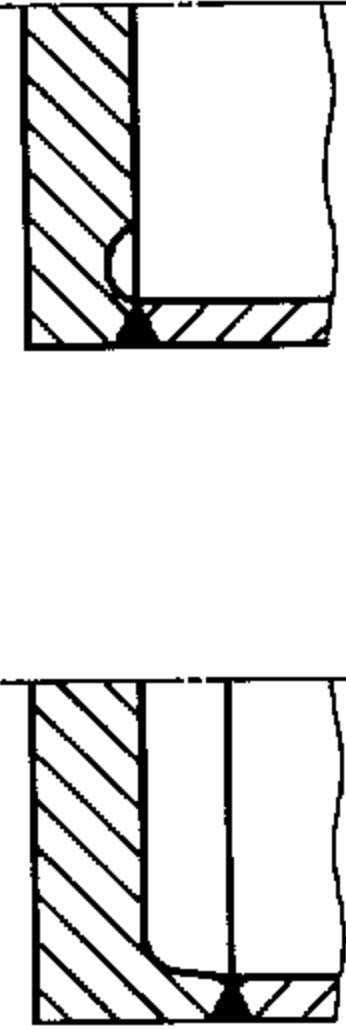
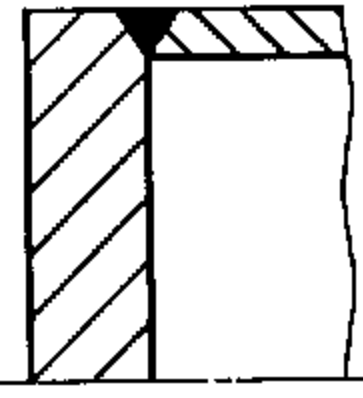
Тип сварного шва или соединение элементов	Пример сварного шва	ξ
Сварные швы штуцеров с укрепляющим кольцом с полным проваром		1,2
Стыковой сварной шов с усилением		
<p>Односторонние сварные швы без подкладного листа с непроваром в корне шва</p> <p>Сварные швы штуцеров с конструктивным зазором</p>		1,5
<p>Сварные швы подкладных листов</p> <p>Сварные швы штуцеров с укрепляющим кольцом и конструктивным зазором</p> <p>Сварные швы плоских приварных фланцев с конструктивным зазором</p>		

Таблица 2

Узел или элемент сосуда	Расчетный элемент	Эскиз узла	η
Гладкая оболочка Сферическая часть выпуклых днищ без отверстий Укрепляющие подкладки	Оболочка		1,5
Смещение кромок сварного шва	Оболочка		$\eta = 1 + 3 \frac{\delta}{s}$
Соединение оболочек разной толщины Плоское днище или крышка без отверстий (отверстия для болтов не учитываются) Эллиптическое днище Шпильки ($R_m < 540$ МПа)	Более тонкая оболочка Плоское днище, крышка Резьба		2,0
Приварка встык фланца с плавным переходом Обечайка с кольцом жесткости	Оболочка и фланец Обечайка		

Узел или элемент сосуда	Расчетный элемент	Эскиз узла	η
Отбортованная часть торосферического днища и конической обечайки	Торовый переход		2,5
Пологое коническое днище с отбортовкой	Оболочка		max {1,5; 3,0 - 9 $\frac{r}{D}$ }
Коническое днище без перехода	Оболочка		3,0
Отбортованная часть торосферического и конического днища	Место соединения днища с обечайкой		
Плоское днище или крышка с отверстием, трубная решетка	Днище, крышка, трубная решетка		

Узел или элемент сосуда	Расчетный элемент	Эскиз узла	п
Отбортованные штуцеры и лазы	Оболочка в месте установки штуцера или лаза		1
Оболочка со штуцером без накладного кольца	Оболочка в месте установки штуцера		3,0
Соединение конической обечайки с цилиндрической обечайкой меньшего диаметра	Конический переход		
Приварные плоские фланцы к оболочке	Оболочка и фланец		
Болты ($R_m < 540$ МПа)	Резьба		
Оболочка со штуцером и укрепляющим кольцом	Оболочка в месте установки штуцера		4,0

Узел или элемент сосуда	Расчетный элемент	Эскиз узла	η
Угловые соединения конической или сферической обечайки	Переход		
Соединения неотбортованной конической обечайки с цилиндрической	Место соединения обечайки		4,0
Болты и шпильки ($R_m > 540$ МПа)	Резьба		
Сферическая крышка с кольцом	Сферический сегмент		
Соединение с обечайкой плоского дна с отбортовкой или выточкой	Цилиндрическая обечайка и плоское днище без отверстия (определяющим является элемент с более низким допускаемым давлением)		
Соединение с обечайкой приварных плоских днищ остальных типов	Цилиндрическая обечайка и плоское днище без отверстия (определяющим является элемент с более низким допускаемым давлением)		5,0

7 Уточненный расчет на малоцикловую прочность

7.1 Уточненный расчет на малоцикловую прочность основан на определении напряжений для линейно-упругого материала по теории пластин, оболочек, колец и балок.

При расчете определяют главные напряжения в наиболее нагруженных узлах. Для каждого вида нагрузки рассматривается размах отдельных составляющих напряжений $\Delta\sigma_x$; $\Delta\sigma_y$; $\Delta\sigma_z$; $\Delta\tau_{xy}$; $\Delta\tau_{xz}$; $\Delta\tau_{yz}$ или размах главных напряжений $\Delta\sigma_1$; $\Delta\sigma_2$; $\Delta\sigma_3$.

Определение составляющих напряжений в различных узлах сосуда приведено в ГОСТ Р 52857.4, ГОСТ Р 52857.5, ГОСТ Р 52857.7, ГОСТ Р 52857.9, ГОСТ Р 52857.11, ГОСТ 30780.

Составляющие напряжений можно определять по специальным методикам или экспериментальными методами.

Амплитуду напряжений для каждого цикла вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{K_\sigma}{2} \max \{ |\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2|; |\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3|; |\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3| \}. \quad (5)$$

Допускается амплитуду напряжений вычислять по формуле

$$\sigma_a = \frac{K_\sigma}{2} \sqrt{\Delta\sigma_x^2 + \Delta\sigma_y^2 + \Delta\sigma_z^2 - \Delta\sigma_x \Delta\sigma_y - \Delta\sigma_x \Delta\sigma_z - \Delta\sigma_y \Delta\sigma_z + 3(\Delta\tau_{xy}^2 + \Delta\tau_{xz}^2 + \Delta\tau_{yz}^2)} \quad (6)$$

или

$$\sigma_a = \frac{K_\sigma}{2} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 - (\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3)^2}. \quad (7)$$

Для плоского напряженного состояния при главных напряжениях $\Delta\sigma_1$ и $\Delta\sigma_2$ ($\Delta\sigma_3 = 0$) амплитуда напряжений равна

$$\sigma_a = \frac{K_\sigma}{2} \max \{ |\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2|; |\Delta\sigma_2|; |\Delta\sigma_1| \} \quad (8)$$

или допускается вычислять амплитуду напряжений по формуле

$$\sigma_a = \frac{K_\sigma}{2} \sqrt{\Delta\sigma_1^2 + \Delta\sigma_2^2 - \Delta\sigma_1 \Delta\sigma_2}. \quad (9)$$

7.2 Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_σ определяют по формуле

$$K_\sigma = 1 + q (\alpha_\sigma - 1), \quad (10)$$

где $0 \leq q \leq 1$ — коэффициент чувствительности к концентрации напряжений;

α_σ — теоретический коэффициент концентрации.

q и α_σ определяют в зависимости от применяемых материалов и концентрации напряжений.

При отсутствии точных данных

$$K_\sigma = \frac{\rho \xi}{\varphi}, \quad (11)$$

где ξ определяют по таблице 1.

$$\rho = \begin{cases} 1,0 & \text{— для шлифованных поверхностей сварных швов;} \\ 1,1 & \text{— для необработанных поверхностей сварных швов;} \end{cases}$$

φ — коэффициент прочности сварных швов определяют по ГОСТ Р 52857.1.

7.3 При известных значениях амплитуды напряжений либо проверяют условие прочности по формуле (1), либо определяют допускаемое число циклов по формуле (13) и выполнение условий прочности по формуле (2).

Если сосуд работает при различных режимах нагружения, то определяют допускаемое число циклов для каждого вида нагружения $[N_j]$ и выполнение условий прочности по формуле (3).

8 Определение допускаемой амплитуды напряжений и допускаемого числа циклов нагружения

8.1 Допускаемую амплитуду напряжений определяют по графикам, приведенным на рисунках 2—7, или вычисляют по формуле

$$[\sigma_a] = C_t \frac{A}{\sqrt{n_N N}} + \frac{B}{n_\sigma}. \quad (12)$$

8.2 Допускаемое число циклов нагружения определяют по графикам, приведенным на рисунках 2—7, или вычисляют по формуле

$$[N] = \frac{1}{n_N} \left[\frac{A}{\left(\bar{\sigma}_a - \frac{B}{n_\sigma} \right)} C_t \right]^2, \quad (13)$$

$$\text{где } \bar{\sigma}_a = \max \left\{ \sigma_a; \frac{B}{n_\sigma} \right\}. \quad (14)$$

Если $\sigma_a \leq \frac{B}{n_\sigma}$, то число циклов соответствующего вида не ограничивают и их влияние на прочность не учитывают.

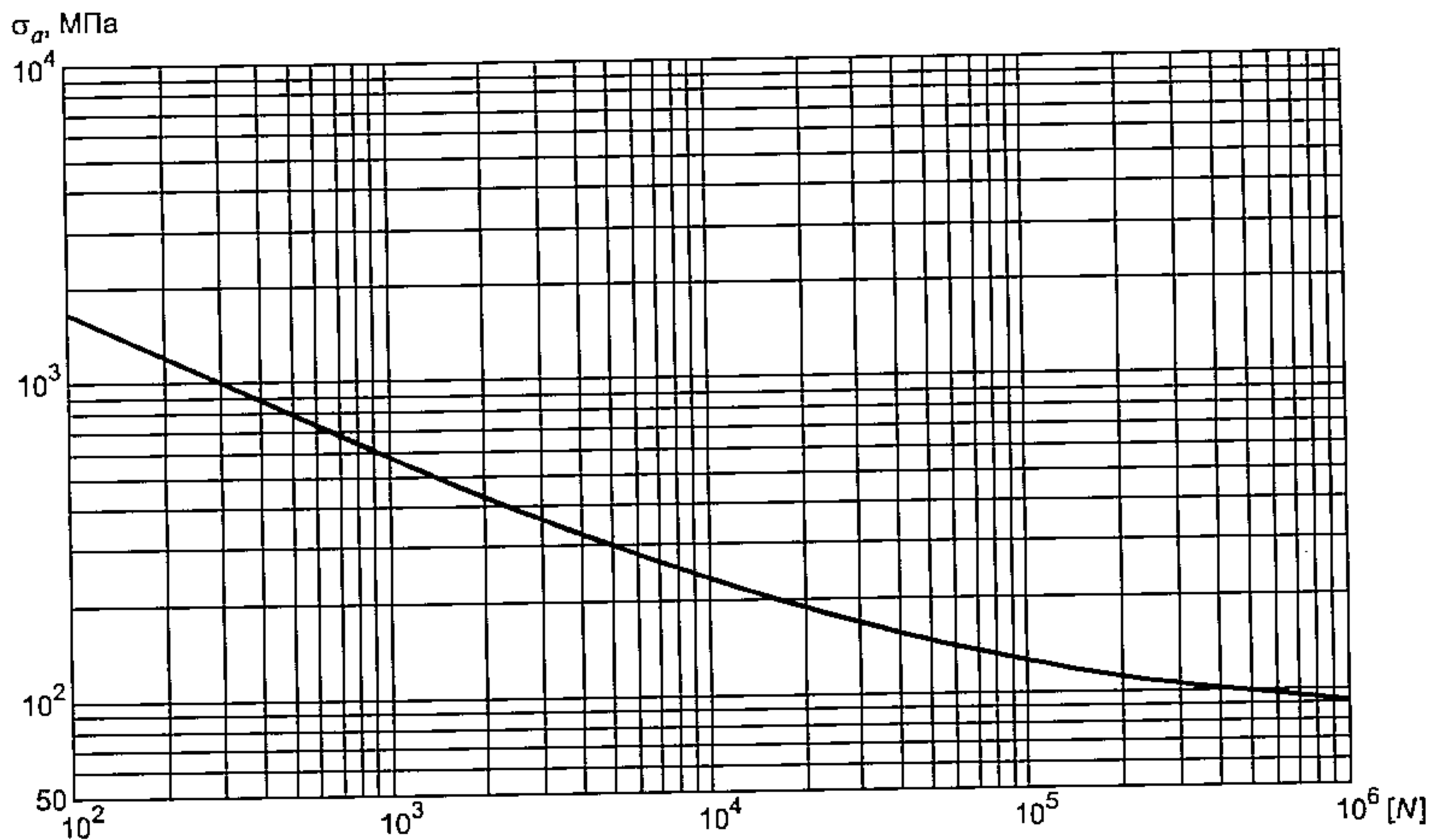


Рисунок 2 — Расчетная кривая усталости для углеродистых сталей
(при $A = 0,6 \cdot 10^5$ МПа, $B = 150$ МПа, $T = 380$ °С)

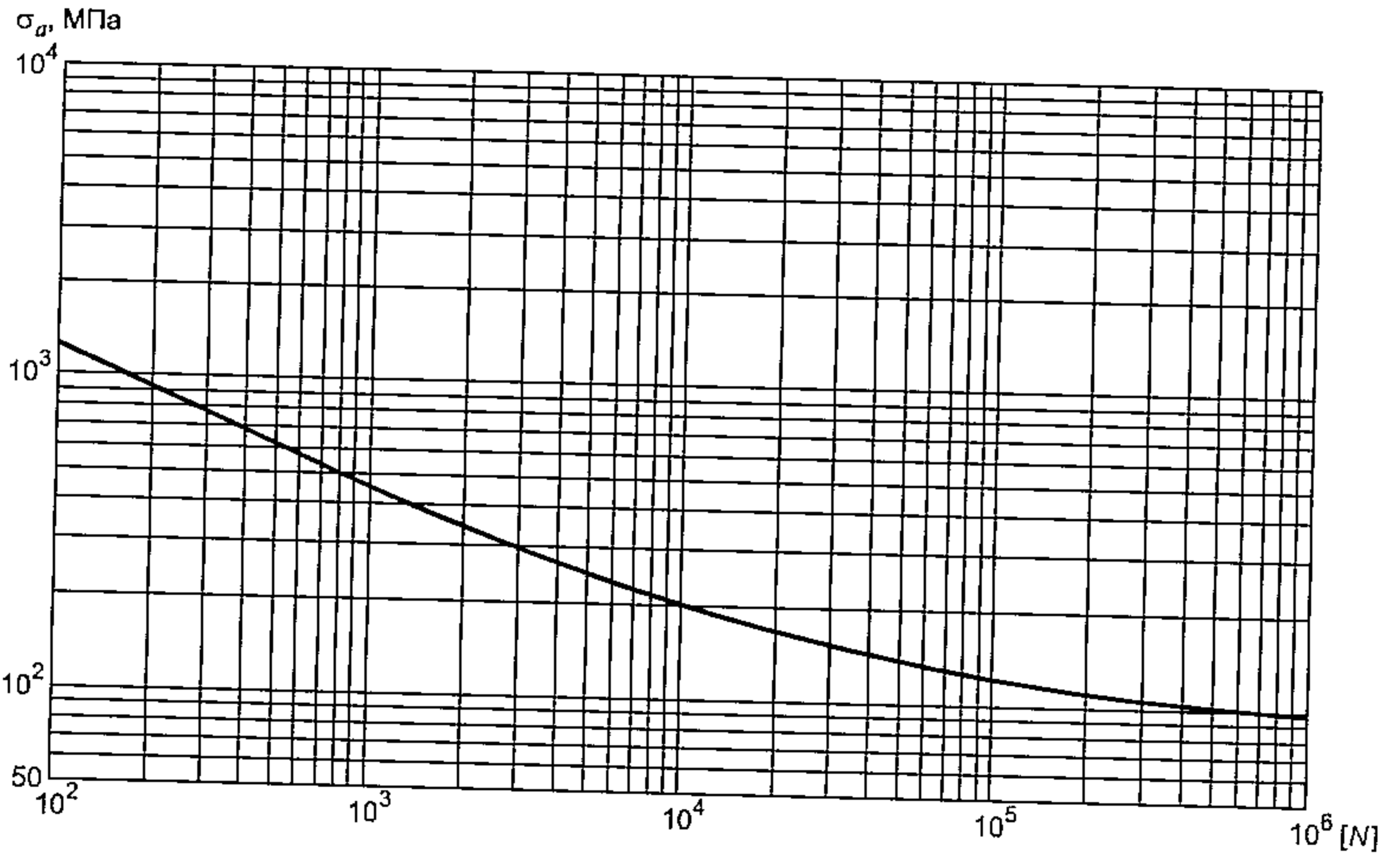


Рисунок 3 — Расчетная кривая усталости для низколегированных и легированных сталей (при $A = 0,45 \cdot 10^5$ МПа, $B = 170$ МПа, $T = 420$ °С)

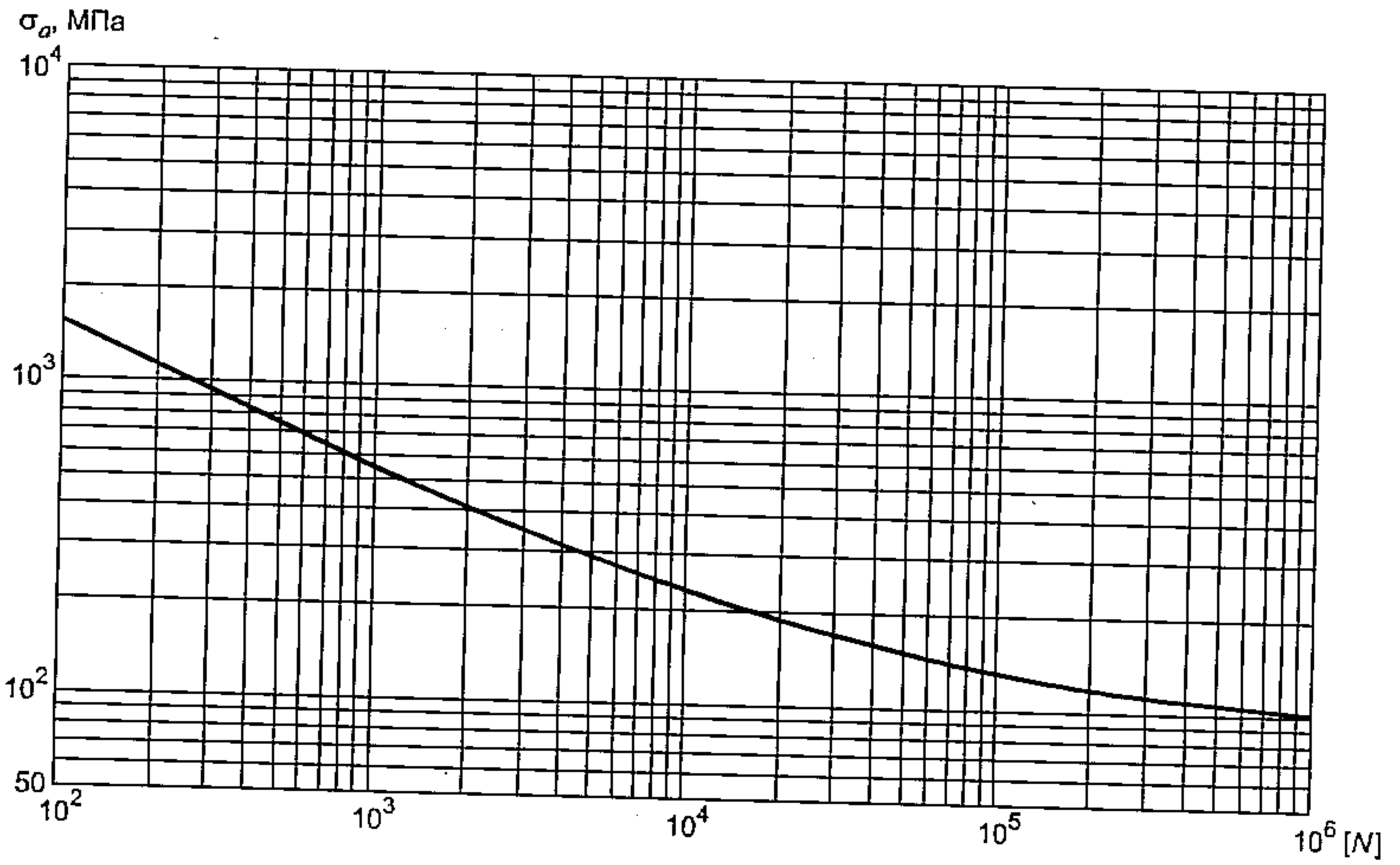


Рисунок 4 — Расчетная кривая усталости для аустенитных сталей (при $A = 0,6 \cdot 10^5$ МПа, $B = 170$ МПа, $T = 525$ °С)

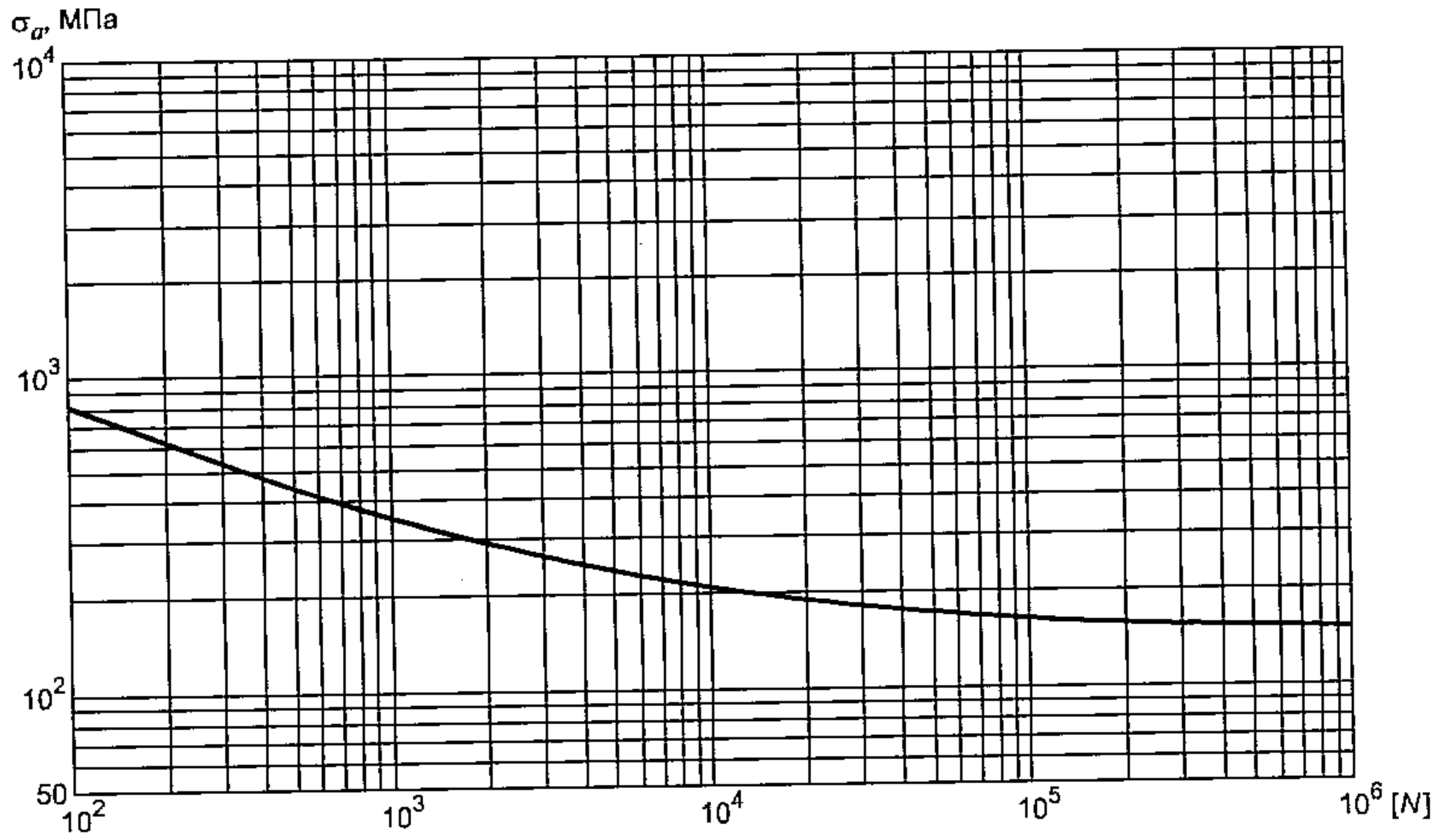
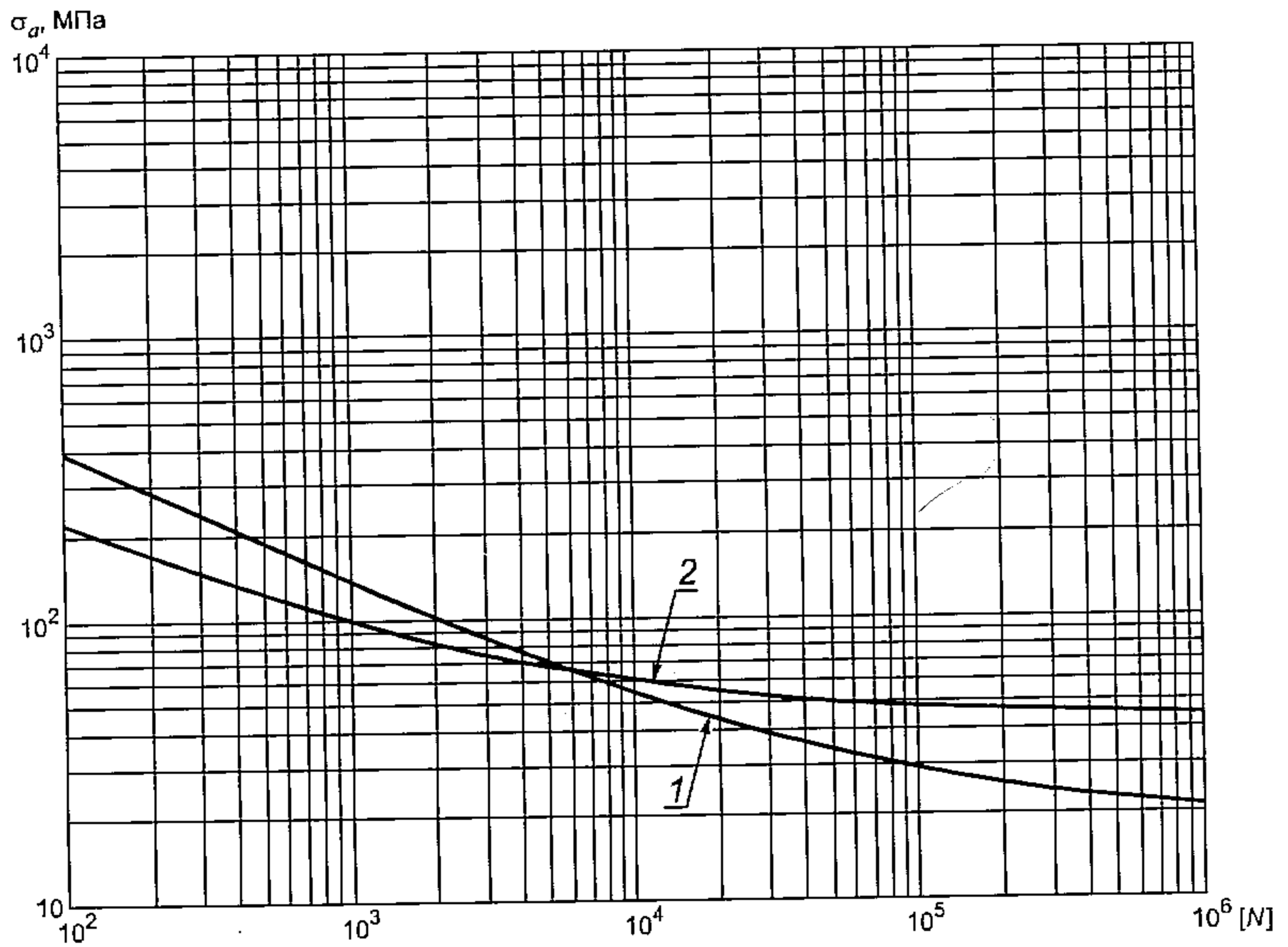


Рисунок 5 — Расчетная кривая усталости для крепежных ($R_m \geq 700$ МПа) сталей
(при $A = 0,25 \cdot 10^5$ МПа, $B = 280$ МПа, $T = 350$ °С)



1 — АМцС, АМг2, АМг3 при $A = 0,18 \cdot 10^5$ МПа, $B = 34$ МПа, $T = 150$ °С;
2 — АМг5, АМг6 при $A = 0,86 \cdot 10^5$ МПа, $B = 84$ МПа, $T = 150$ °С

Рисунок 6 — Расчетная кривая усталости для сплавов алюминия

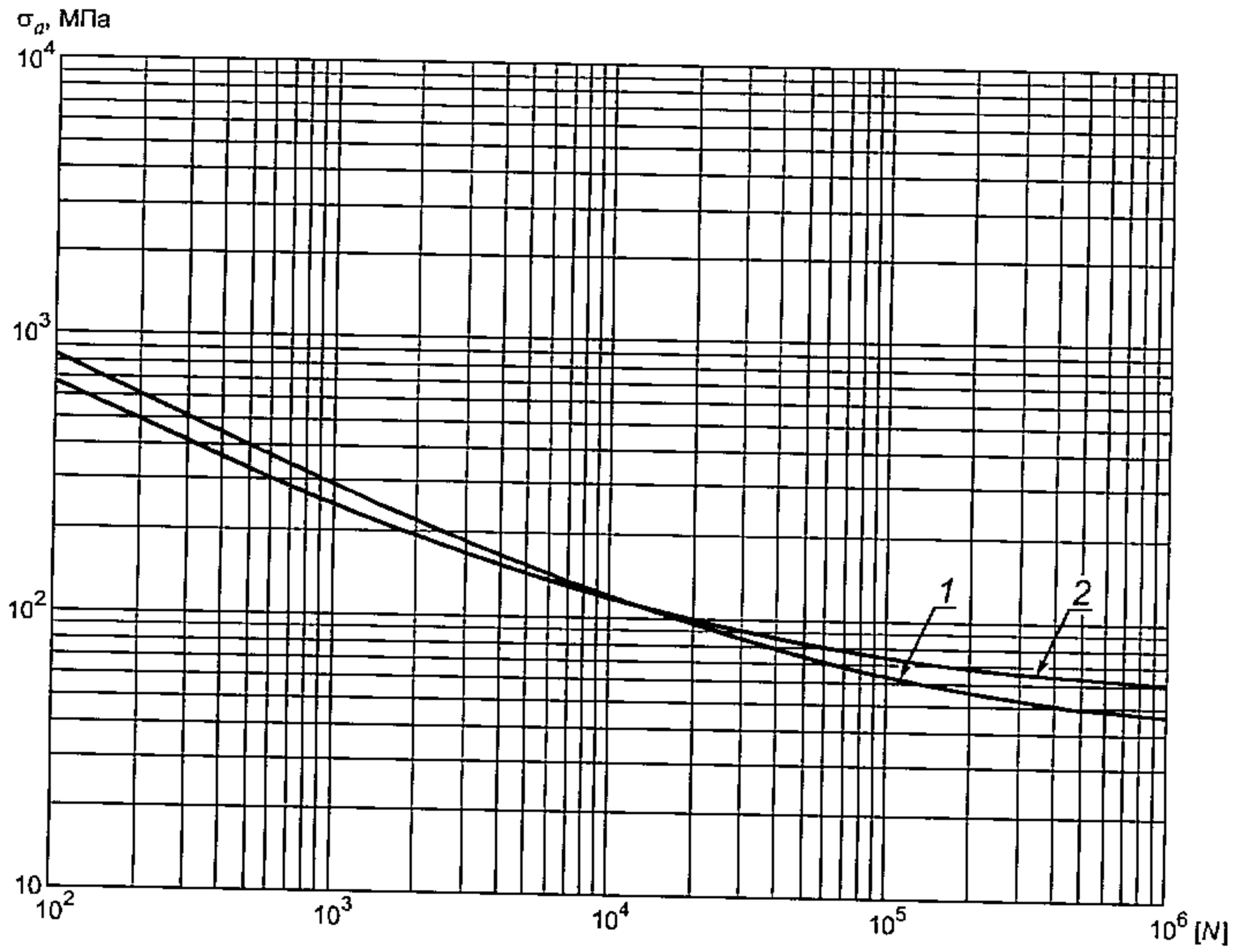


Рисунок 7 — Расчетная кривая усталости для сплавов меди

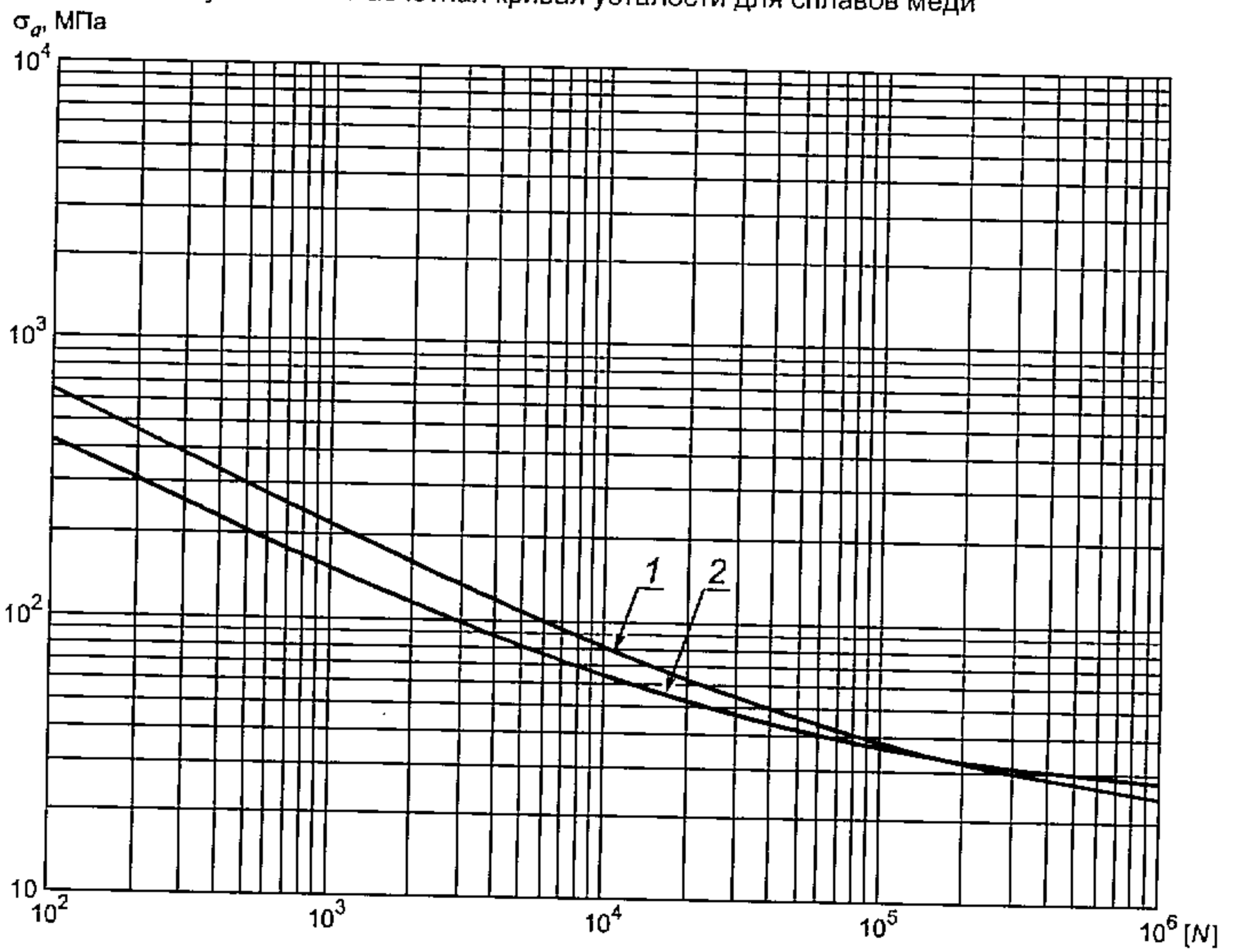


Рисунок 8 — Расчетная кривая усталости для сплавов титана

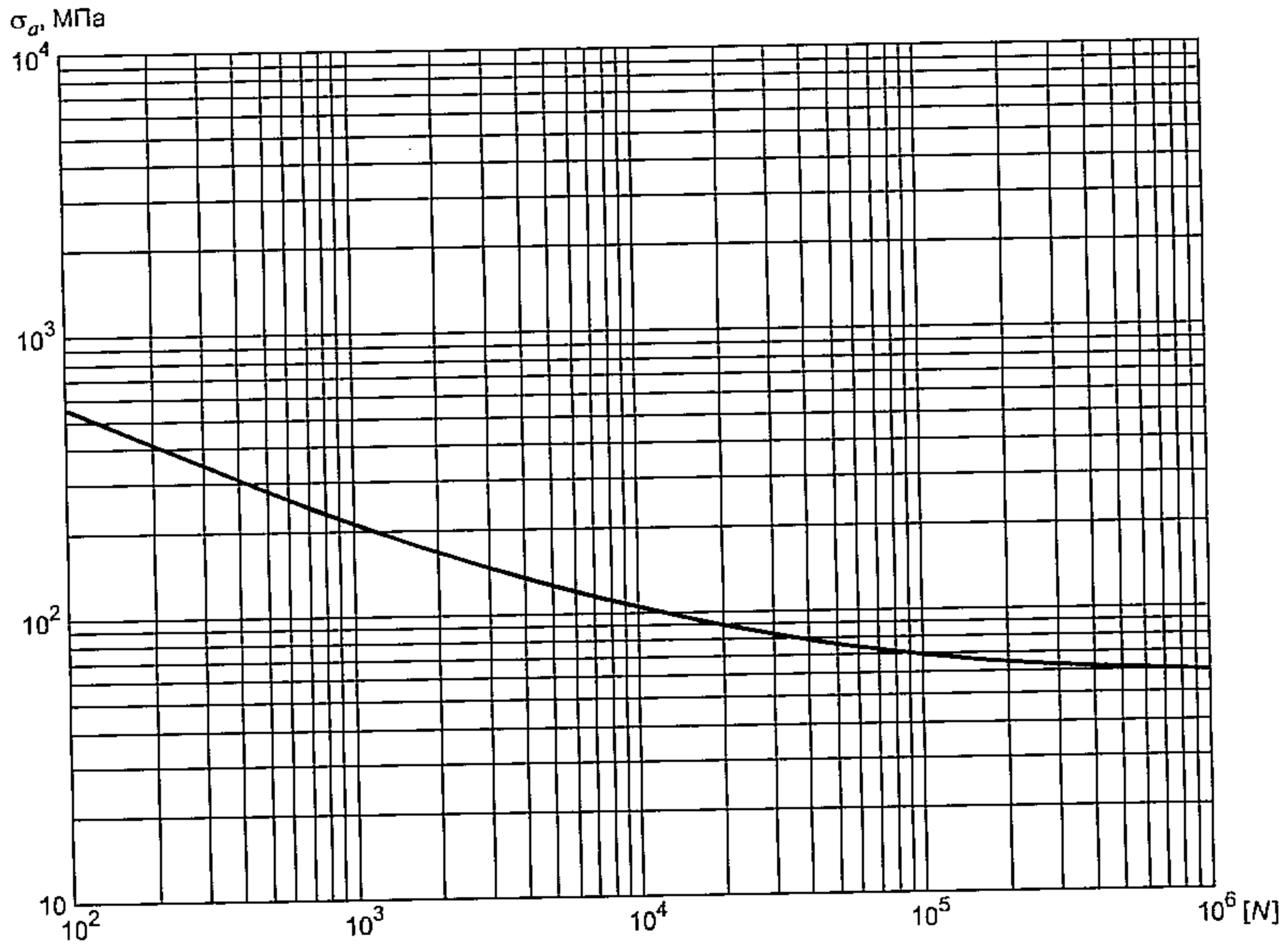


Рисунок 9 — Расчетная кривая усталости для сплава титана АТЗ
(при $A = 0,31 \cdot 10^5$ МПа, $B = 133,6$ МПа, $T = 350$ °С)

8.3 A , B и C_t определяют по таблице 3.

Таблица 3

Материал	A , МПа	B , МПа	C_t , °С
Углеродистые стали	$0,6 \cdot 10^5$	$0,4 R_{m/t}$	$\frac{2300 - t}{2300}$
Низколегированные и легированные стали	$0,45 \cdot 10^5$	$0,4 R_{m/t}$	$\frac{2300 - t}{2300}$
Аустенитные стали	$0,6 \cdot 10^5$	$0,4 R_{m/t}$	$\frac{2300 - t}{2300}$
Высокопрочные стали для болтов $R_m > 700$ МПа	$0,25 \cdot 10^5$	$0,4 R_{m/t}$	$\frac{2300 - t}{2300}$
Сплавы алюминия марок АМцС; АМг2; АМг3	$0,18 \cdot 10^5$	$0,4 R_{m/t}$	$\frac{2300 - t}{2300}$
Сплавы алюминия марок АМг5; АМг6	$0,086 \cdot 10^5$	$0,4 R_{m/t}$	$\frac{2300 - t}{2300}$
Медь марок М2; М3; М3р	$0,39 \cdot 10^5$	$0,5 R_{m/t}$	$\frac{3200 - t}{3200}$
Медные сплавы марок ЛС59-1; Л63; ЛО62-1; ЛЖМц	$0,3 \cdot 10^5$	$0,4 R_{m/t}$	$\frac{3200 - t}{3200}$

Окончание таблицы 3

Материал	A, МПа	B, МПа	C _p , °C
Титан марок BT1-0; BT1-00	0,46·10 ⁵	0,4 R _{m/t}	$\frac{1200 - t}{1200}$
Титановый сплав марки OT4-0	0,33·10 ⁵	0,4 R _{m/t}	$\frac{1200 - t}{1200}$
Титановый сплав марки AT3	0,31·10 ⁵	0,4 R _{m/t}	$\frac{3200 - t}{3200}$

8.4 Коэффициенты запаса прочности по числу циклов и коэффициенты запаса прочности по напряжениям должны соответствовать:

- для стальных сосудов $n_N = 10$; $n_\sigma = 2,0$;
- для сосудов из алюминия, меди и их сплавов $n_N = 20$; $n_\sigma = 2,0$;
- для сосудов из титана и его сплавов $n_N = 30$; $n_\sigma = 2,5$.

8.5 В случае соединения материалов с разными механическими характеристиками определяющим является материал, дающий меньшее значение $[\sigma_a]$ и $[N]$.

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

Г02

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, малоцикловая нагрузка

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.7—
2007

Сосуды и аппараты
НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ

Теплообменные аппараты

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартиформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1	Область применения	1
2	Нормативные ссылки	1
3	Обозначения	2
4	Общие положения	7
5	Расчет элементов кожухотрубчатых теплообменных аппаратов	8
6	Расчет элементов аппаратов воздушного охлаждения	21
	Приложение А (обязательное) Определение коэффициентов изменения жесткости K_q^* и K_p^* для аппаратов с компенсатором на кожухе, расширителем на кожухе и компенсатором на расширителе	28
	Приложение Б (обязательное) Коэффициенты влияния перфорации на параметры трубной решетки	35
	Приложение В (обязательное) Определение коэффициентов системы кожух — решетка, обечайка — фланец камеры и коэффициента жесткости фланцевого соединения при изгибе	36
	Приложение Г (обязательное) Коэффициенты T_1 , T_2 , T_3 , A и B , используемые в формулах для определения сил и моментов в элементах кожухотрубчатых теплообменных аппаратов	37
	Приложение Д (обязательное) Определение допускаемой амплитуды условных упругих напряжений при работе материала в условиях ползучести	39
	Приложение Е (справочное) Допускаемая нагрузка на вальцовочное соединение трубы с решеткой	40
	Приложение Ж (обязательное) Определение вспомогательных величин для расчета аппаратов воздушного охлаждения	41
	Приложение И (обязательное) Коэффициенты податливости элементов аппаратов воздушного охлаждения	43
	Приложение К (справочное) Расчетные зависимости для определения величин, приведенных в таблицах и на графиках	45

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Теплообменные аппараты

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation.
Heat-exchangers

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность элементов кожухотрубчатых теплообменных аппаратов и аппаратов воздушного охлаждения, применяемых в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и смежных отраслях промышленности, работающих в условиях однократных и многократных нагрузок под внутренним избыточным давлением, вакуумом или наружным давлением. Нормы и методы расчета на прочность применимы, если отклонение от геометрической формы и неточности изготовления рассчитываемых элементов сосудов не превышают допусков, установленных нормативными документами. Настоящий стандарт применяется совместно с ГОСТ Р 52857.1.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52857.2—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ

ГОСТ Р 52857.3—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлении. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер

ГОСТ Р 52857.4—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

ГОСТ Р 52857.5—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок

ГОСТ Р 52857.6—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

П р и м е ч а н и е — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

- A — коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;
- A_B — суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра, мм²;
- $A_{\text{ком}}$ — коэффициент формы компенсатора;
- A_{p1}, A_{p2} — вспомогательные коэффициенты, используемые при расчете теплообменных аппаратов с расширителем на кожухе;
- A_y — коэффициент для определения максимального прогиба трубы, мм;
- a — внутренний радиус кожуха, мм;
- a_n — расстояние от оси пучка до оси наиболее удаленной трубы, мм;
- a_1 — расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы, мм;
- B — коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;
- B_n — ширина канавки под прокладку в многоходовом аппарате, мм;
- $B_{\text{пер}}$ — ширина перегородки в трубном пространстве, мм;
- B_{p1}, B_{p2} — вспомогательные коэффициенты, используемые при расчете теплообменных аппаратов с расширителем на кожухе;
- B_0 — внутренний размер камеры аппарата воздушного охлаждения в поперечном направлении, мм;
- B_1 — ширина зоны решетки камеры аппарата воздушного охлаждения, в пределах которой толщина решетки равна s_1 , мм;
- B_2 — наружный размер прокладки в поперечном направлении для камеры аппарата воздушного охлаждения по рисункам 15—18, мм;
- B_3 — расстояние между осями болтов (шпилек) в поперечном направлении для камеры аппарата воздушного охлаждения по рисункам 15—18, мм;
- B_4 — наружный размер в поперечном направлении для камеры аппарата воздушного охлаждения по рисункам 15—18, мм;
- B_p — расчетный поперечный размер решетки камеры аппарата воздушного охлаждения, мм;
- B_T — расчетная ширина перфорированной зоны решетки камеры аппарата воздушного охлаждения, мм;
- b_f — ширина промежуточных пролетов камер (см. рисунки 23, 24), мм;
- b_n — ширина плоской прокладки, мм;
- b_0 — эффективная ширина прокладки, мм;
- b_1 — ширина тарелки фланца кожуха, мм;
- b_2 — ширина тарелки фланца камеры, мм;
- C_f — параметр компенсатора;
- c — расчетная прибавка к толщине трубной решетки, крышке плавающей головки, элементам аппаратов воздушного охлаждения, мм. При назначении величины « c » для трубной решетки и крышки плавающей головки следует учитывать коррозию как со стороны трубного, так и межтрубного пространства;
- c_k — расчетная прибавка к толщине стенки кожуха, мм;
- c_n — расчетная прибавка к толщине перегородки теплообменного аппарата или аппарата воздушного охлаждения, мм. При назначении величины « c_n » следует учитывать, что перегородка подвергается двусторонней коррозии;
- c_p — глубина канавки под прокладку под пробку в задней стенке неразъемной камеры, мм;
- D — внутренний диаметр кожуха или плавающей головки, мм;
- D_B — наименьший диаметр утоненной части решетки, мм;
- D_E — диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь, мм;
- $D_{\text{ком}}$ — наружный диаметр компенсатора, мм;
- D_H — наружный диаметр фланца, мм;
- D_p — диаметр сечения полукольца плавающей головки, имеющего наименьшую толщину, мм;
- $D_{с.п}$ — средний диаметр прокладки, мм;
- D_1 — внутренний диаметр расширителя, мм;
- d_E — эффективный диаметр отверстия в трубной решетке или задней стенке, мм;

- $d_{\text{ком}}$ — внутренний диаметр компенсатора, мм;
 $d_{\text{п}i}$ — размер отверстий в i -й перегородке, мм;
 $d_{\text{пр}}$ — диаметр резьбы пробок в задних стенках камер аппаратов воздушного охлаждения, мм;
 $d_{\text{т}}$ — наружный диаметр трубы, мм;
 $d_{\text{о}}$ — диаметр отверстия в решетке, мм;
 E — модуль продольной упругости материала крышки камеры аппарата воздушного охлаждения, МПа;
 $E_{\text{р}}$ — модуль продольной упругости материала решетки, МПа;
 $E_{\text{р}1}$ — модуль продольной упругости материала 1-й решетки, если модули упругости двух трубных решеток отличаются друг от друга, МПа;
 $E_{\text{р}2}$ — модуль продольной упругости материала 2-й решетки, если модули упругости двух трубных решеток отличаются друг от друга, МПа;
 $E_{\text{Д}}$ — модуль продольной упругости материала камеры, МПа;
 $E_{\text{к}}$ — модуль продольной упругости материала кожуха, МПа;
 $E_{\text{ком}}$ — модуль продольной упругости материала компенсатора, МПа;
 $E_{\text{п}}$ — модуль продольной упругости материала прокладки, МПа;
 $E_{\text{т}}$ — модуль продольной упругости материала труб, МПа;
 E_1 — модуль продольной упругости материала фланца кожуха, МПа;
 E_2 — модуль продольной упругости материала фланца камеры, МПа;
 F — суммарная осевая сила, действующая на кожух, Н;
 $F_{\text{п}}$ — усилие на прокладке плавающей головки, Н;
 $F_{\text{в}}$ — усилие в болтах (шпильках) камеры аппарата воздушного охлаждения в условиях эксплуатации, Н;
 F_0 — усилие в болтах (шпильках) камеры аппарата воздушного охлаждения в условиях испытания или монтажа, Н;
 F_1 — усилие от болтовой нагрузки на единицу длины решетки или крышки камеры аппарата воздушного охлаждения, Н/мм;
 $f_{\text{п}}$ — коэффициент, зависящий от соотношения сторон перегородки по трубному пространству;
 f_0 — коэффициент, зависящий от соотношения сторон перфорированной зоны решетки аппарата воздушного охлаждения;
 f_1 — коэффициент, зависящий от соотношения сторон крышки аппарата воздушного охлаждения;
 f_2 — коэффициент, зависящий от соотношения сторон крышки аппарата воздушного охлаждения;
 f_3 — коэффициент, зависящий от соотношения сторон задней стенки камеры аппарата воздушного охлаждения;
 f_4 — коэффициент, зависящий от соотношения сторон боковой стенки камеры аппарата воздушного охлаждения;
 H — глубина крышки камеры аппарата воздушного охлаждения (см. рисунки 15—18), мм;
 h — выступающая часть отбортовки эллиптического днища плавающей головки, мм;
 $h_{\text{п}}$ — толщина прокладки, мм;
 h_1 — толщина тарелки фланца кожуха, мм;
 h_2 — толщина тарелки фланца камеры, мм;
 i — число труб;
 $K_{\text{ком}}$ — жесткость компенсатора, Н/мм;
 $K_{\text{г}}$ — коэффициент изменения жесткости системы трубы — кожух при действии осевой силы;
 $K_{\text{г}}^*$ — отношение осевого перемещения компенсатора или расширителя при действии растягивающей силы к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора и расширителя от действия той же силы;
 $K_{\text{р}}$ — коэффициент изменения жесткости системы трубы — кожух при действии давления;
 $K_{\text{р}}^*$ — отношение осевого перемещения компенсатора или расширителя при действии давления к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора и расширителя от действия того же давления;
 $K_{\text{рас}}$ — жесткость расширителя, Н/мм;
 $K_{\text{у}}$ — модуль упругости основания (системы труб), Н/мм³;
 K_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжения;
 $K_{\text{ф}}$ — коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе, Н · мм;
 $K_{\text{ф}1}$ — коэффициент жесткости фланца кожуха при изгибе, Н · мм;

- $K_{ф2}$ — коэффициент жесткости фланца камеры при изгибе, Н · мм;
 K_1 — коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе, Н · мм;
 K_2 — коэффициент жесткости втулки фланца камеры при изгибе, Н · мм;
 K_T — коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;
 $L_{рас}$ — длина расширителя, мм;
 L_p — расчетный размер решетки аппарата воздушного охлаждения в продольном направлении, мм;
 $L_{пер}$ — длина перегородки в трубном пространстве, мм;
 L_0 — внутренний размер камеры аппарата воздушного охлаждения в продольном направлении, мм;
 L_2 — наружный размер прокладки в продольном направлении для камеры аппарата воздушного охлаждения по рисункам 15—18, мм;
 l — половина длины трубы теплообменного аппарата или аппарата воздушного охлаждения, мм;
 $l_{пр}$ — приведенная длина трубы, используемая при расчете прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу, мм;
 l_B — глубина развальцовки труб, мм;
 l_n — расстояние от решетки до перегородки, мм;
 l_{ni} — расстояние между отверстиями в i -й перегородке, мм;
 l_R — расчетная длина труб при продольном изгибе, мм;
 l_1 — плечо изгибающего момента, действующего на решетку аппарата воздушного охлаждения, мм;
 l_2 — плечо изгибающего момента, действующего на фланец крышки аппарата воздушного охлаждения, мм;
 l_{1R} — максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой, мм;
 l_{2R} — максимальный пролет трубы между перегородками, мм;
 M_{max} — максимальный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки, Н · мм/мм;
 M — расчетный изгибающий момент, действующий на крышку плавающей головки, Н · мм;
 M_a — изгибающий момент, распределенный по периметру перфорированной части трубной решетки, Н · мм/мм;
 M_k — изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха, Н · мм/мм;
 M_n — изгибающий момент, распределенный по периметру трубной решетки, Н · мм/мм;
 M_T — изгибающий момент, действующий на трубу, Н · мм;
 $[M]$ — допускаемый изгибающий момент для фланца крышки плавающей головки, Н · мм;
 $[M]_{кр}$ — допускаемый изгибающий момент для днища крышки плавающей головки, Н · мм;
 m — прокладочный коэффициент;
 m_A — коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;
 $m_{ср}$ — коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб;
 m_n — относительная характеристика беструбного края трубной решетки;
 m_1 — коэффициент влияния давления на изгиб 1-го фланца, мм²;
 m_2 — коэффициент влияния давления на изгиб 2-го фланца, мм²;
 J_T — момент инерции поперечного сечения трубы, мм⁴;
 N — количество циклов нагружения за расчетный срок службы (если количество циклов не оговорено, рекомендуется принимать $N = 2000$);
 N_T — осевая сила, действующая на трубу, Н;
 $[M]_{ср}$ — допускаемая нагрузка на соединение трубы с решеткой способом развальцовки, Н;
 $n_{ком}$ — число линз (волн) компенсатора;
 n_B — коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;
 p — расчетное давление в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
 $p_{пр}$ — пробное давление при испытании в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
 p_m — расчетное давление в межтрубном пространстве, МПа;
 p_T — расчетное давление в трубном пространстве, МПа;
 p_p — расчетное давление, действующее на решетку кожухотрубчатого теплообменного аппарата, МПа.
 Принимается равным максимально возможному перепаду давлений, действующих на решетку;
 p_0 — приведенное давление на решетку, МПа;
 p_1 — приведенное давление на фланцы, МПа;
 $[p_1]$ — допускаемое избыточное давление из условий прочности краевой зоны сферического неотбортованного днища, МПа;

- P_6 — усилие в шпильках плавающей головки, Н;
 P_6^M — усилие в шпильках плавающей головки в условиях монтажа, Н;
 P_6^D — усилие в шпильках плавающей головки в рабочих условиях, Н;
 Q_a — перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки, Н/мм;
 Q_d — равнодействующая давления, действующего на крышку плавающей головки, Н;
 Q_k — усилие, распределенное по периметру кожуха, Н/мм;
 Q_n — перерезывающая сила, распределенная по краю трубной решетки, Н/мм;
 $[q]$ — допускаемая нагрузка на единицу площади сечения трубного пучка из условия прочности труб, МПа;
 $[q]_s$ — допускаемая нагрузка на единицу площади сечения трубного пучка из условия прочности крепления трубы в решетке, МПа;
 R — радиусгиба в углу крышки камеры аппарата воздушного охлаждения (см. рисунки 16—18);
 R_1 — радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха, мм;
 R_2 — радиус центра тяжести тарелки фланца камеры, мм;
 $r_{ком}$ — радиусгиба при вершине волны компенсатора, мм;
 s_k — толщина стенки кожуха, мм;
 s_l — толщина трубной решетки в сечении канавки, мм;
 s_3 — эквивалентная толщина втулки фланца, мм;
 s_p — толщина трубной решетки, мм;
 s_{1p} — толщина 1-й решетки, если две трубные решетки отличаются друг от друга, мм;
 s_{2p} — толщина 2-й решетки, если две трубные решетки отличаются друг от друга, мм;
 s_{pr} — толщина трубной решетки в месте уплотнения под кольцевую прокладку, мм;
 s_p^D — расчетная толщина трубной решетки, мм;
 s_r — толщина стенки трубы, мм;
 s_1 — толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
 s_2 — толщина стенки камеры в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
 s_{1p} — толщина решетки в зоне кольцевой канавки, мм;
 $s_{пер}$ — толщина перегородки по трубному пространству, мм;
 $s_{1пл}$ — толщина доньшка плавающей головки, мм;
 s_{1A} — толщина трубной решетки камеры аппарата воздушного охлаждения в пределах зоны перфорации, мм;
 s_{2A} — толщина трубной решетки камеры аппарата воздушного охлаждения в месте уплотнения, мм;
 s_{3A} — толщина трубной решетки камеры аппарата воздушного охлаждения вне зоны уплотнения, мм;
 s_{4A} — толщина доньшка крышки для камер по рисункам 15—18, толщина задней стенки для камер по рисункам 19—23, мм;
 s_{5A} — толщина стенки крышки в месте присоединения к фланцу — для камер по рисункам 15—17, толщина верхней и нижней стенок — для камер по рисункам 20—23, мм. Для камер по рисункам 18—19:
 $s_{5A} = s_{4A}$;
 s_{6A} — толщина фланца крышки камеры аппарата воздушного охлаждения, мм;
 s_{7A} — толщина боковой стенки камеры аппарата воздушного охлаждения, мм;
 s_{pi} — толщина i -й перегородки камеры аппарата воздушного охлаждения, мм;
 T — общая толщина полукольца, мм;
 T_w — ширина шипа, мм;
 T_1, T_2, T_3 — коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб;
 t — безразмерный параметр;
 t_1 — шаг расположения отверстий в решетке аппарата воздушного охлаждения в продольном направлении, мм;
 t_2 — шаг расположения отверстий в решетке аппарата воздушного охлаждения в поперечном направлении, мм;
 t_n — расстояние между осями рядов отверстий, расположенных с двух сторон от паза, мм;
 t_p — шаг расположения отверстий в решетке, мм;
 t_k — средняя температура стенки кожуха, °С;
 t_r — средняя температура стенок труб, °С;

- t_0 — температура сборки аппарата, °С ($t_0 \approx 20$ °С);
 W — максимальный прогиб трубной решетки, мм;
 $[W]$ — допустимый прогиб трубной решетки, мм;
 Y — прогиб трубы, мм;
 $X_{\text{ком}}, Y_{\text{ком}}$ — безразмерные параметры формы волны компенсатора;
 y_k^p — угловая податливость крышки от действия внутреннего давления, $1/\text{Н} \cdot \text{мм}^2$;
 y_k^M — угловая податливость крышки от действия болтового изгибающего момента, $1/\text{Н} \cdot \text{мм}$;
 y_p^p — угловая податливость решетки от действия внутреннего давления, $1/\text{Н} \cdot \text{мм}^2$;
 y_p^M — угловая податливость решетки от действия болтового изгибающего момента, $1/\text{Н} \cdot \text{мм}$;
 y_b — линейная податливость шпилек (болтов), мм/Н;
 y_n — линейная податливость прокладки, мм/Н;
 $y_{\text{ф}}$ — угловая податливость фланца (полукольца) плавающей головки, $1/\text{Н} \cdot \text{мм}$;
 z — число рядов труб в поперечном направлении;
 α — коэффициент жесткости фланцевого соединения плавающей головки при нагружении внутренним давлением;
 α_k — коэффициент линейного расширения материала кожуха при температуре t_k , $1/^\circ\text{C}$;
 α_t — коэффициент линейного расширения материала труб при температуре t_t , $1/^\circ\text{C}$;
 β — коэффициент системы решетка — трубы, $1/\text{мм}$;
 β_0 — угол наклона стенки расширителя (см. рис. 6) ... °;
 β_1 — коэффициент системы кожух — решетка, $1/\text{мм}$;
 β_2 — коэффициент системы обечайка — фланец камеры, $1/\text{мм}$;
 β_y — расчетный коэффициент, зависящий от соотношения размеров фланца крышки плавающей головки;
 $\beta_{\text{ком}}$ — отношение внутреннего диаметра компенсатора к наружному диаметру;
 β_p — отношение диаметра кожуха к диаметру расширителя;
 β_n — коэффициент формы днища крышки плавающей головки;
 γ — жесткость фланцевого соединения плавающей головки, Н/мм;
 δ — высота сварного шва в месте приварки трубы к решетке, мм;
 $\delta_{\text{ком}}$ — толщина стенки компенсатора, мм;
 δ_p — толщина стенки расширителя, мм;
 $\Delta\sigma_1$ — размах первых главных напряжений, МПа;
 $\Delta\sigma_2$ — размах вторых главных напряжений, МПа;
 $\Delta\sigma_3$ — размах третьих главных напряжений, МПа;
 Δp — перепад давлений между ходами по трубному пространству, МПа;
 η — относительная характеристика площади решетки аппарата воздушного охлаждения;
 η_m, η_t — коэффициенты влияния давления на трубную решетку со стороны межтрубного и трубного пространства;
 η_p — коэффициент податливости фланцевого соединения крышки и решетки аппарата воздушного охлаждения;
 $\Lambda_{\text{кр}}$ — безразмерная характеристика нагружения крышки аппарата воздушного охлаждения болтовым изгибающим моментом;
 Λ_p — безразмерная характеристика нагружения решетки аппарата воздушного охлаждения болтовым изгибающим моментом;
 λ — параметр, используемый при расчете на продольный изгиб;
 λ_p — относительная ширина беструбного края решетки аппарата воздушного охлаждения;
 λ_y — параметр, используемый при расчете прогиба трубы;
 ρ — приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха;
 ρ_1 — приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения;
 σ_{p1} — изгибные напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом, МПа;
 σ_{p2} — изгибные напряжения в перфорированной части трубной решетки, МПа;
 $\sigma_{\text{Мх}}$ — мембранные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в меридиональном направлении, МПа;
 $\sigma_{\text{ух}}$ — изгибные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в меридиональном направлении, МПа;

- $\sigma_{M\phi}$ — мембранные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в окружном направлении, МПа;
 $\sigma_{u\phi}$ — изгибные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в окружном направлении, МПа;
 σ_1 — суммарные напряжения в трубах в осевом направлении, МПа;
 σ_{1T} — мембранные напряжения в трубах в осевом направлении, МПа;
 σ_{2T} — мембранные напряжения в трубах в окружном направлении, МПа;
 $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала камеры аппарата воздушного охлаждения, МПа;
 $[\sigma_A]$ — допускаемая амплитуда упругих напряжений, МПа;
 $[\sigma]_K$ — допускаемое напряжение для материала кожуха теплообменного аппарата или крышки аппарата воздушного охлаждения, МПа;
 $[\sigma]_P$ — допускаемое напряжение для материала решетки теплообменного аппарата или аппарата воздушного охлаждения, МПа;
 $[\sigma]_H$ — допускаемое напряжение для материала перегородки, МПа;
 $[\sigma]_T$ — допускаемое напряжение для материала труб, МПа;
 $[\sigma]_f$ — допускаемое напряжение для фланца крышки плавающей головки, МПа;
 $[\sigma]_1$ — допускаемое напряжение для днища крышки плавающей головки, МПа;
 $[\sigma]_B^{20}$ — допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке, МПа;
 $[\sigma]_B^t$ — допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях, МПа;
 τ_{p1} — касательные напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом, МПа;
 τ_{p2} — касательные напряжения в перфорированной части трубной решетки, МПа;
 τ — напряжения среза в шве приварки трубы к решетке, МПа;
 ν — относительная характеристика площади сечения трубы аппарата воздушного охлаждения;
 Φ_1, Φ_2, Φ_3 — коэффициенты, учитывающие поддерживающее влияние труб;
 ϕ — коэффициент прочности сварного шва;
 $\phi_1 - \phi_6$ — коэффициенты формы крышек камер аппаратов воздушного охлаждения (см. рисунки 15—18);
 ϕ_c — коэффициент прочности шва приварки трубы к решетке;
 ϕ_p — коэффициент ослабления решеток кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками и компенсатором на кожухе;
 ϕ_E — эффективный коэффициент ослабления решеток кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с плавающей головкой и U-образными трубами и решетки и задней стенки камер аппаратов воздушного охлаждения;
 ϕ_T — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе;
 $\chi_{кр}, \chi_c$ — коэффициент сопротивления фланцевой части крышки аппарата воздушного охлаждения;
 $\Psi_{кр}$ — безразмерная характеристика нагружения крышки аппарата воздушного охлаждения давлением, действующим на ее фланцевую часть;
 Ψ_p — безразмерная характеристика нагружения решетки аппарата воздушного охлаждения давлением, действующим на беструбную зону;
 ψ — угол между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне днища крышки плавающей головки и вертикальной осью, град.;
 ψ_0 — коэффициент жесткости перфорированной плиты;
 Ω — коэффициент несущей способности трубного пучка аппарата воздушного охлаждения;
 ω — безразмерный параметр системы решетка — трубы.

4 Общие положения

В настоящем стандарте рассмотрены следующие конструкции кожухотрубчатых теплообменных аппаратов: с неподвижными трубными решетками, компенсатором на кожухе, аппараты с плавающей головкой, U-образными трубами, а также аппараты воздушного охлаждения с камерами разъемной и неразъемной конструкции.

Стандарт позволяет определять допускаемые нагрузки при поверочном расчете и исполнительные размеры элементов аппаратов при проектировании.

5 Расчет элементов кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

5.1 Расчетные схемы

Основные типы кожухотрубчатых теплообменных аппаратов приведены на рисунках 1—6.

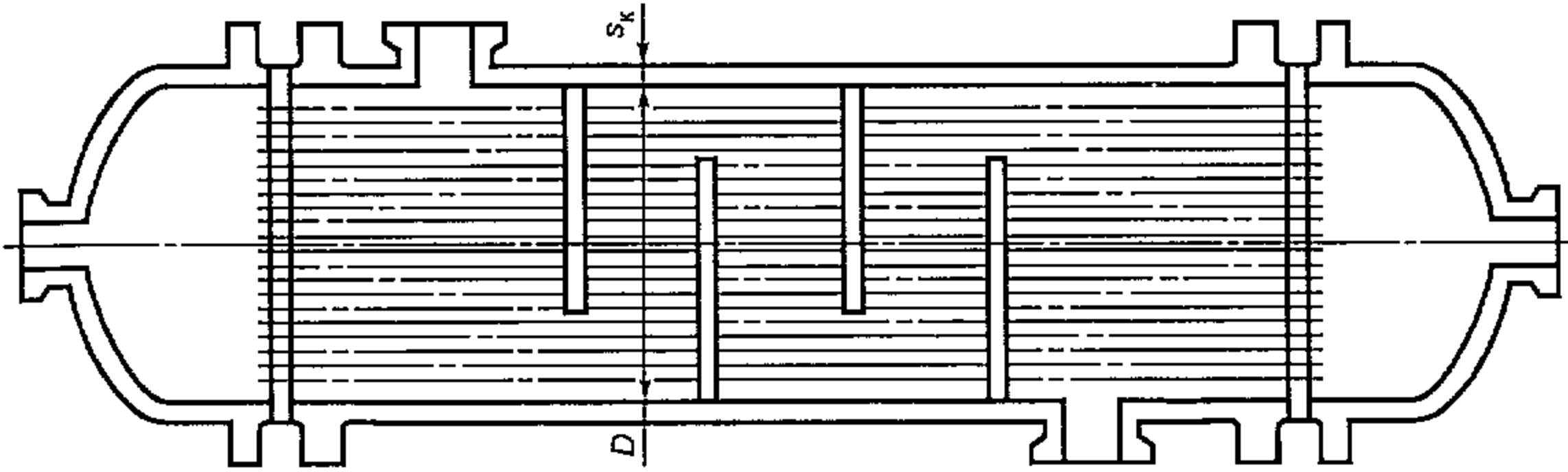


Рисунок 1 — Аппарат с неподвижными трубными решетками

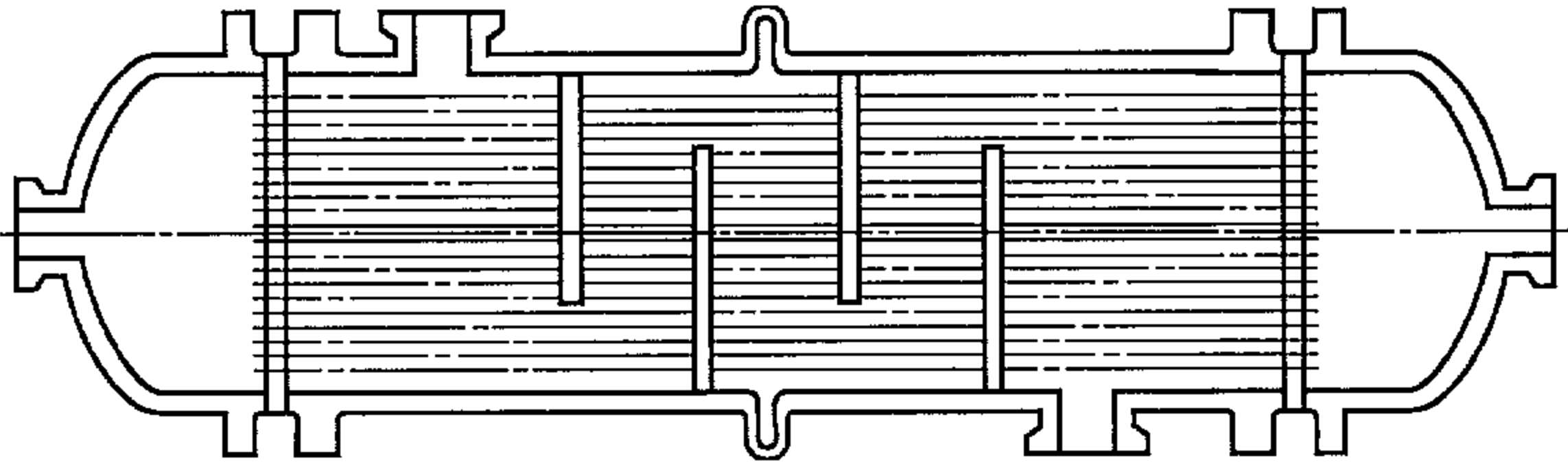


Рисунок 2 — Аппарат с компенсатором на кожухе

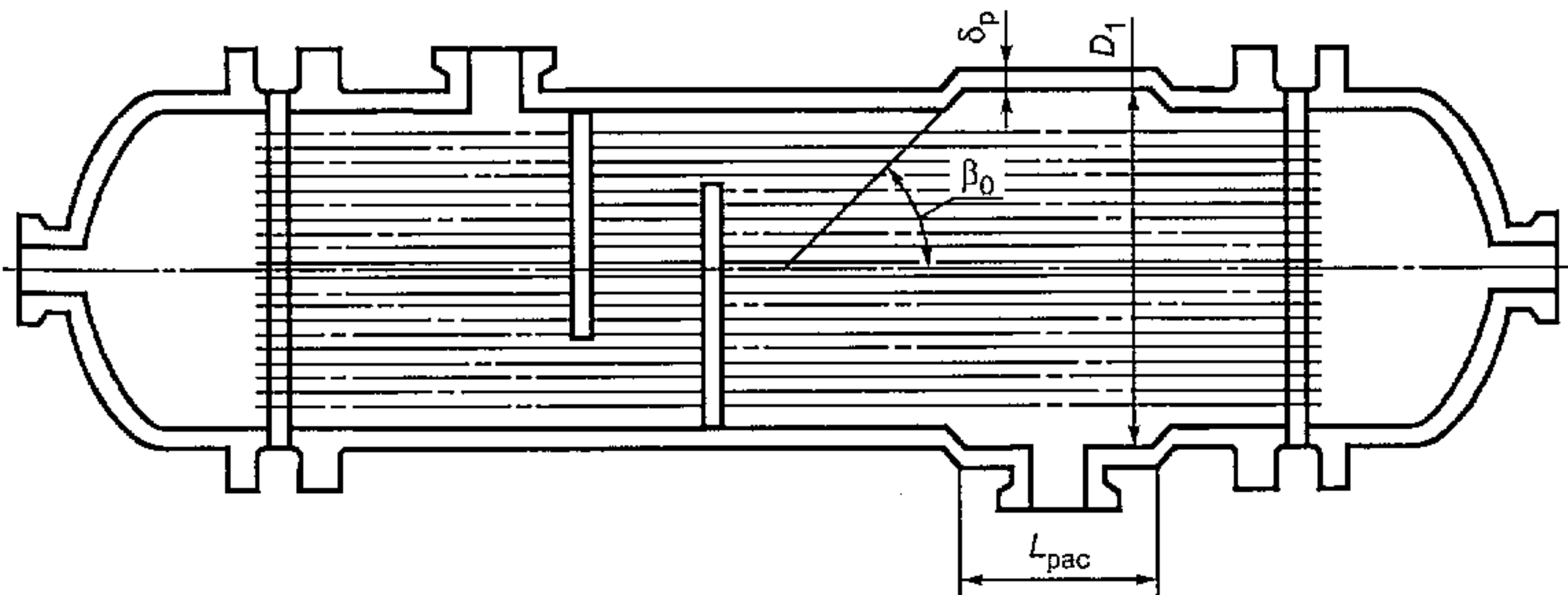


Рисунок 3 — Аппарат с расширителем на кожухе

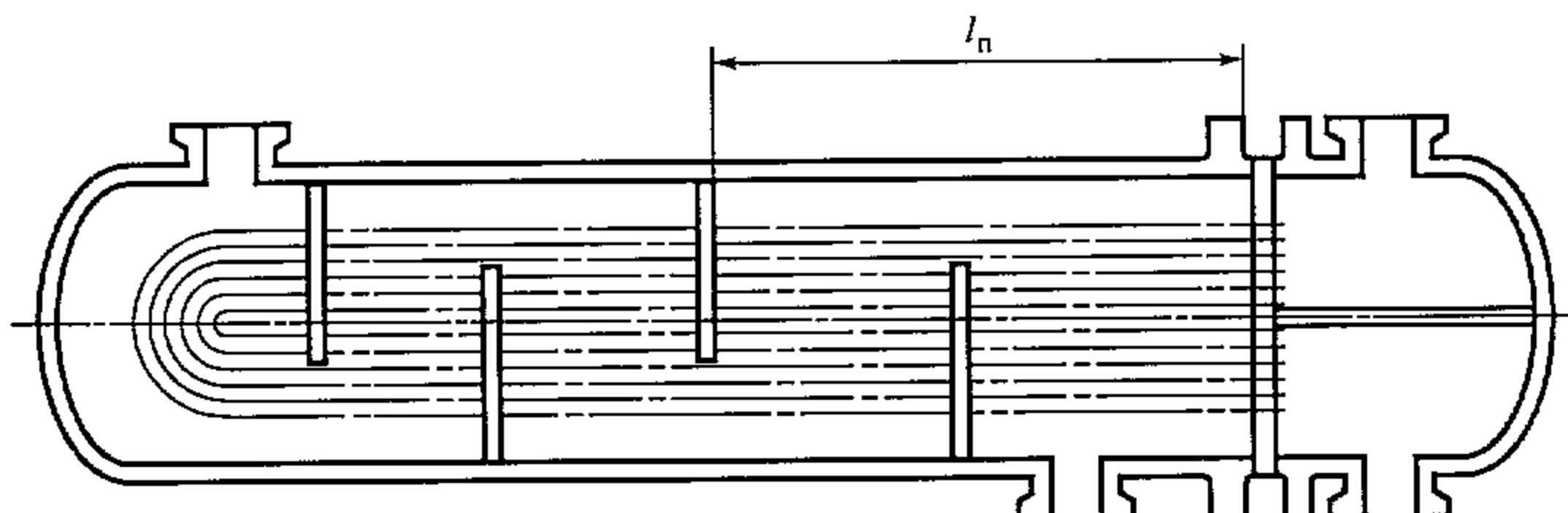


Рисунок 4 — Аппарат с U-образными трубами

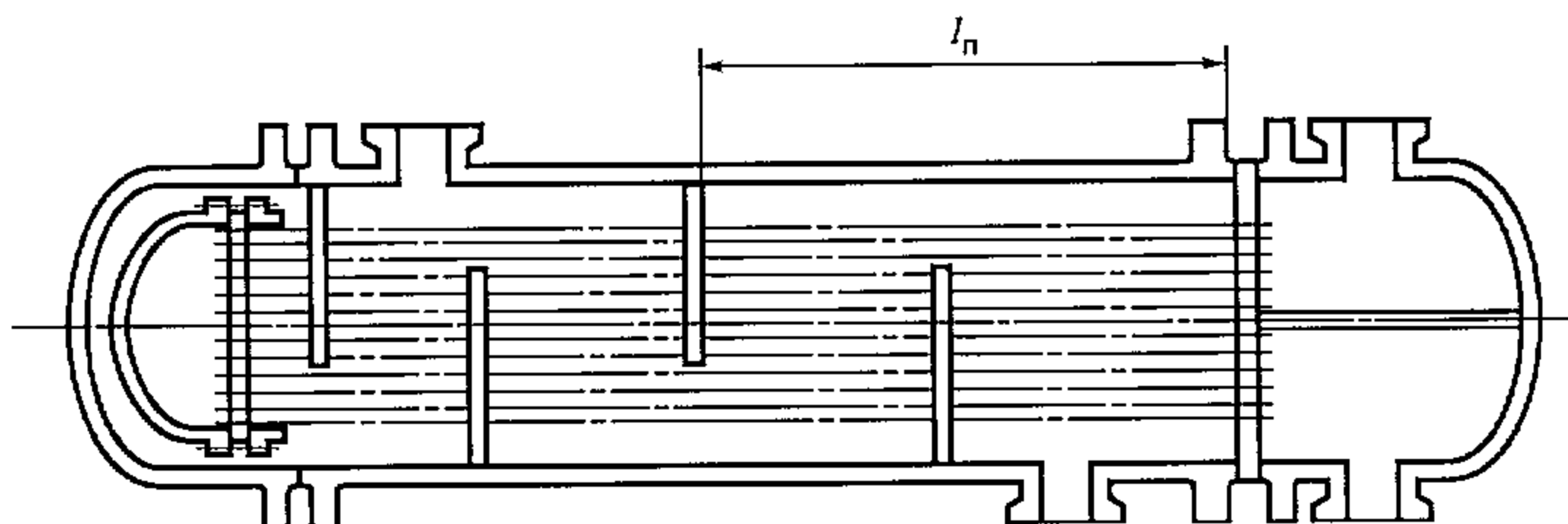


Рисунок 5 — Аппарат с плавающей головкой

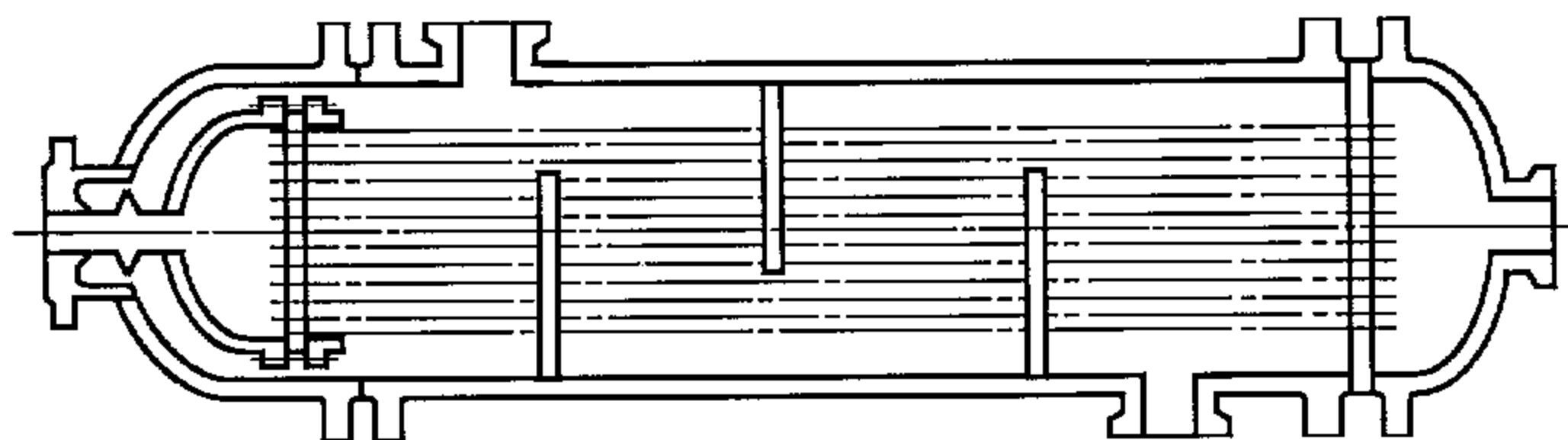


Рисунок 6 — Аппарат с компенсатором на плавающей головке

5.2 Теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками, компенсатором или расширителем на кожухе

Толщины трубных решеток теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками, компенсатором или расширителем на кожухе назначаются конструктивно с последующей проверкой по формулам настоящего раздела стандарта.

5.2.1 Вспомогательные величины

5.2.1.1 Относительную характеристику беструбного края трубной решетки вычисляют по формуле

$$m_n = \frac{a}{a_1}. \quad (1)$$

5.2.1.2 Коэффициенты влияния давления на трубную решетку вычисляют по формулам:
- со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_m = 1 - \frac{id_T^2}{4a_1^2}; \quad (2)$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_T = 1 - \frac{i(d_T - 2s_T)^2}{4a_1^2}. \quad (3)$$

5.2.1.3 Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата.

Модуль упругости основания (системы труб) вычисляют по формуле

$$K_y = \frac{E_T(\eta_T - \eta_M)}{l}. \quad (4)$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле

$$\rho = \frac{K_y a_1 l}{E_k s_k}. \quad (5)$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы — кожух вычисляют по формулам:

$$K_q = 1 + K_q^*; \quad (6)$$

$$K_p = 1 + K_p^*. \quad (7)$$

Для аппаратов с неподвижными трубными решетками $K_p^* = K_q^* = 0$.

Для аппаратов с компенсатором на кожухе, расширителем на кожухе и компенсатором на расширителе K_q^* и K_p^* определяют по приложению А.

Коэффициент системы решетка — трубы вычисляют по формуле

$$\beta = \frac{1,82}{s_p} \sqrt[4]{\frac{K_y s_p}{\psi_0 E_p}}. \quad (8)$$

Для теплообменных аппаратов с двумя отличающимися друг от друга по толщине или модулю упругости решетками коэффициент β вычисляют по формуле

$$\beta = 1,53 \sqrt[4]{\frac{K_y}{\psi_0} \left(\frac{1}{E_{p1} s_{p1}^3} + \frac{1}{E_{p2} s_{p2}^3} \right)}. \quad (9)$$

Безразмерный параметр системы решетка — трубы вычисляют по формуле

$$\omega = \beta a_1. \quad (10)$$

Коэффициенты ослабления трубной решетки ϕ_p , ϕ_E , жесткости перфорированной плиты ψ_0 , а также коэффициенты системы кожух — решетка β_1 , обечайка — фланец камеры β_2 и коэффициенты жесткости фланцевого соединения при изгибе K_ϕ приведены в приложениях Б—Е.

5.2.2 Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

5.2.2.1 Приведенное давление p_0 вычисляют по формуле

$$p_0 = [\alpha_k (t_k - t_0) - \alpha_T (t_T - t_0)] K_y l + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n (m_n + 0,5\rho K_q)] p_T - \\ - [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n (m_n + 0,3\rho K_p)] p_M, \quad (11)$$

где m_{cp} — коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб:

$$m_{cp} = 0,15 \frac{i(d_T - s_T)^2}{a_1^2}. \quad (12)$$

5.2.2.2 Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычисляют по формуле

$$\rho_1 = \frac{K_y a a_1}{\beta^2 K_\Phi R_1}. \quad (13)$$

5.2.2.3 Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб Φ_1, Φ_2, Φ_3 , определяют по таблице 1.

Т а б л и ц а 1 — Коэффициенты Φ_1, Φ_2, Φ_3

ω	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
Φ_1	2	2,0	2,06	2,28	2,79	3,58	4,5	5,39
Φ_2	0	0,02	0,19	0,62	1,32	2,16	2,94	3,59
Φ_3	0	0,19	0,76	1,65	2,75	3,76	4,65	5,36

Окончание таблицы 1

ω	4	5	6	7	8	9	10	> 10
Φ_1	6,19	7,65	9,08	10,51	11,94	13,36	14,78	$\sqrt{2\omega}$
Φ_2	4,13	5,13	6,15	7,17	8,19	9,2	10,21	ω
Φ_3	6,03	7,38	8,81	10,24	11,66	13,08	14,5	$\sqrt{2\omega}$

5.2.2.4 Значения T_1, T_2, T_3 определяют по приложению Ж в зависимости от ω и m_n или вычисляют по формулам:

$$T_1 = \Phi_1 [m_n + 0,5(1 + m_n t)(t - 1)]; \quad (14)$$

$$T_2 = \Phi_2 t; \quad (15)$$

$$T_3 = \Phi_3 m_n; \quad (16)$$

где $t = 1 + 1,4\omega (m_n - 1). \quad (17)$

5.2.2.5 Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, вычисляют по формулам:

- для изгибающего момента:

$$M_n = \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \frac{\rho_1 (T_1 + \rho K_q) - \rho_0 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2}; \quad (18)$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_n = a_1 \frac{\rho_0 (T_3 + \rho_1) - \rho_1 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2}; \quad (19)$$

где $\rho_1 = \frac{K_y}{\beta K_\Phi} (m_1 \rho_M - m_2 \rho_T); \quad (20)$

$$m_1 = \frac{1 + \beta_1 h_1}{2\beta_1^2}; \quad (21)$$

$$m_2 = \frac{1 + \beta_2 h_2}{2\beta_2^2}. \quad (22)$$

5.2.2.6 Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки, вычисляют по формулам:

- для изгибающего момента:

$$M_a = M_n + (a - a_1) Q_n; \quad (23)$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a = m_n Q_n. \quad (24)$$

5.2.2.7 Осевую силу и изгибающий момент, действующие на трубу, вычисляют по формулам:

- для осевой силы:

$$N_T = \frac{\pi a_1}{i} \left[(\eta_M \rho_M - \eta_T \rho_T) a_1 + \Phi_1 Q_a + \Phi_2 \beta M_a \right]; \quad (25)$$

- для изгибающего момента:

$$M_T = \frac{E_T J_T \beta}{K_y a_1 / i_{np}} (\Phi_2 Q_a + \Phi_3 \beta M_a). \quad (26)$$

i_{np} — вычисляют по формулам, приведенным в 5.2.7.4.

5.2.2.8 Усилия в кожухе вычисляют по формулам:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_k = \frac{a}{2} \rho_T - Q_n; \quad (27)$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

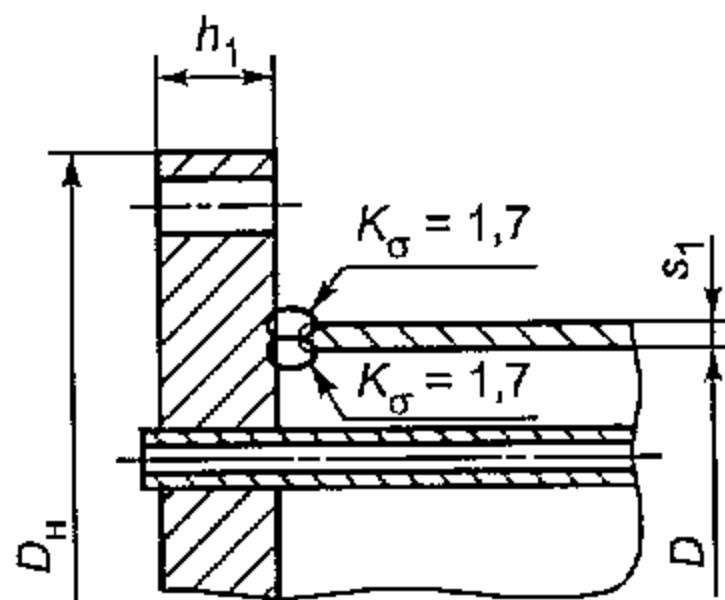
$$M_k = \frac{K_1}{\rho K_\phi \beta} (T_2 Q_n + T_3 \beta M_n) - \frac{\rho_M}{2\beta_1^2}; \quad (28)$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F = \pi D Q_k. \quad (29)$$

5.2.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции

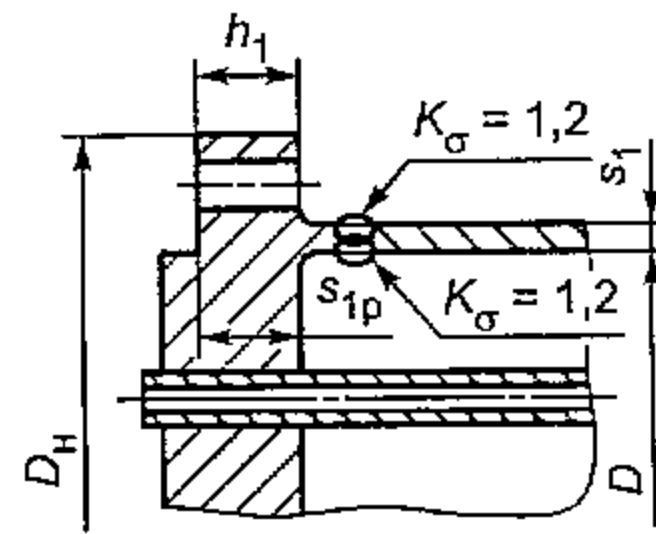
5.2.3.1 Расчетные схемы присоединения решетки к кожуху приведены на рисунках 7—10.



$$b_1 = \frac{D_n - D}{2}; \quad R_1 = \frac{D_n + D}{4};$$

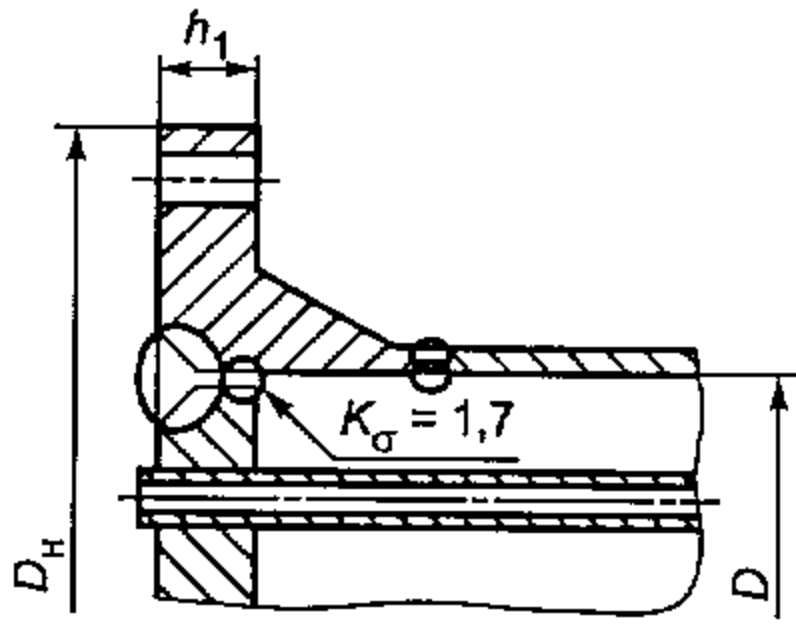
$$s_{1p} = s_p.$$

Рисунок 7 — решетка, приваренная втавр к обечайке кожуха



$$b_1 = \frac{D_n - D}{2}; \quad R_1 = \frac{D_n + D}{4}.$$

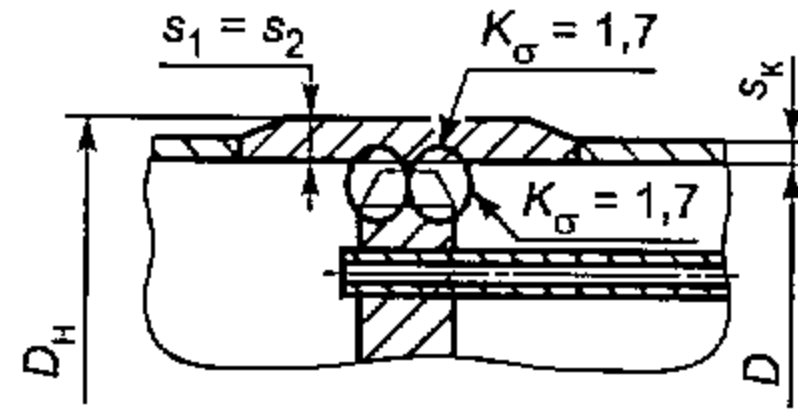
Рисунок 8 — решетка, приваренная встык к обечайке кожуха



$$b_1 = \frac{D_H - D}{2}; R_1 = \frac{D_H + D}{4};$$

$$s_1 = s_3.$$

Рисунок 9 — решетка, сваренная во фланец



$$b_1 = \frac{D_H - D}{2}; R_1 = \frac{D_H + D}{4}; h_1 = s_p;$$

$$b_2 = 0; R_2 = R_1; h_1 = s_p; s_{1p} = s_p.$$

Рисунок 10 — решетка, сваренная в кожух

5.2.3.2 Расчетные напряжения в трубных решетках.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляют по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{p1} = \frac{6|M_n|}{(s_{1p} - c)^2}; \tag{30}$$

- касательные:

$$\tau_{p1} = \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)}. \tag{31}$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляют по формулам

- изгибные:

$$\sigma_{p2} = \frac{6M_{\max}}{\varphi_p (s_p - c)^2}; \tag{32}$$

- касательные:

$$\tau_{p2} = \frac{|Q_a|}{\varphi_p (s_p - c)}, \tag{33}$$

где M_{\max} — максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки.

При $-1,0 \leq \frac{\beta M_a}{Q_a} \leq 1,0$ M_{\max} вычисляют по формуле

$$M_{\max} = A \frac{|Q_a|}{\beta}, \tag{34}$$

где A — коэффициент, определяемый по приложению Г в зависимости от ω и m_A :

$$m_A = \frac{\beta M_a}{Q_a}, \tag{35}$$

при $\frac{\beta M_a}{Q_a} < -1,0$ и $\frac{\beta M_a}{Q_a} > 1,0$ M_{\max} вычисляют по формуле

$$M_{\max} = B|M_a|, \quad (36)$$

где B — коэффициент, определяемый по приложению Г, в зависимости от ω и n_B :

$$n_B = \frac{Q_a}{\beta M_a}. \quad (37)$$

5.2.3.3 Напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке вычисляют по формулам:

- в меридиональном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{Mx} = \frac{|Q_k|}{(s_1 - c_k)}, \quad (38)$$

изгибные:

$$\sigma_{ux} = \frac{6|M_k|}{(s_1 - c_k)^2}; \quad (39)$$

- в окружном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{M\varphi} = \frac{|\rho_M|a}{(s_1 - c_k)}, \quad (40)$$

изгибные:

$$\sigma_{u\varphi} = 0,3\sigma_{ux}. \quad (41)$$

5.2.3.4 Напряжения в трубах вычисляют по формулам:

- в осевом направлении:

мембранные:

$$\sigma_{1T} = \frac{|N_T|}{\pi(d_T - s_T)s_T}; \quad (42)$$

суммарные:

$$\sigma_1 = \sigma_{1T} + \frac{d_T|M_T|}{2J_T}; \quad (43)$$

- в окружном направлении:

$$\sigma_{2T} = \frac{(d_T - s_T) \max\{|\rho_T|; |\rho_M|; |\rho_T - \rho_M|\}}{2s_T}. \quad (44)$$

5.2.4 Проверка прочности трубных решеток

5.2.4.1 Проверку статической прочности проводят по формуле

$$\max\{\tau_{p1}; \tau_{p2}\} \leq 0,8[\sigma]_p. \quad (45)$$

5.2.4.2 Проверку трубной решетки на малоцикловую прочность проводят по ГОСТ Р 52857.6.

В случае, если в расчете должна учитываться ползучесть материала, допускается проводить проверку на малоцикловую прочность по приложению Д.

При проверке трубной решетки на малоцикловую прочность следует принимать:

- в месте соединения с кожухом

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_{p1}, \quad (46)$$

$$\Delta\sigma_2 = \Delta\sigma_3 = 0, \quad (47)$$

K_σ — см. рисунки 7—10;

- в перфорированной части

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_{p2}, \quad (48)$$

$$\Delta\sigma_2 = \Delta\sigma_3 = 0, \quad (49)$$

$$K_\sigma = 1. \quad (50)$$

5.2.4.3 Для многоходовых по трубному пространству теплообменных аппаратов прочность трубных решеток в зоне паза под перегородку проверяют по формулам, приведенным в 5.6. При этом следует принимать:

$$s_p^p = (s_p - c) \frac{\sigma_{p2}}{2[\sigma_A]}. \quad (51)$$

5.2.5 Проверка жесткости трубных решеток

Проверку проводят в случаях, когда к жесткости трубных решеток предъявляются какие-либо дополнительные требования, например для аппаратов со стекающей пленкой, с перегородками по трубному пространству, если недопустим переток между ходами.

Условие жесткости:

$$W = \frac{1,2}{K_y a_1} |T_1 Q_n + T_2 \beta M_n| \leq [W]. \quad (52)$$

Рекомендуемые допустимые величины прогибов трубных решеток $[W]$, мм, в зависимости от диаметра аппарата приведены в таблице 2.

Т а б л и ц а 2 — Допустимые величины прогибов трубных решеток

D	$D \leq 0,6$ м	$0,6 \text{ м} < D \leq 1$ м	$1 \text{ м} < D \leq 2$ м	$D > 2$ м
$[W]$	0,7 мм	0,9 мм	1,1 мм	1,2 мм

5.2.6 Расчет прочности и устойчивости кожуха

Проверку прочности кожуха в месте присоединения к решетке следует проводить только для конструкций, приведенных на рисунках 7, 8 и 10.

5.2.6.1 Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{Mx} \leq 1,3 [\sigma]_k. \quad (53)$$

5.2.6.2. Проверку кожуха на малоцикловую прочность в месте присоединения к решетке проводят по ГОСТ Р 52857.6. В случае, если в расчете должна учитываться ползучесть материала, допускается проводить проверку на малоцикловую прочность по приложению Д.

При проверке кожуха на малоцикловую прочность следует принимать:

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_{Mx} + \sigma_{ux}; \quad (54)$$

$$\Delta\sigma_2 = \sigma_{M\phi} + \sigma_{u\phi}; \quad (55)$$

$$\Delta\sigma_3 = 0; \quad (56)$$

K_σ — см. рисунки 7—10.

5.2.6.3 Если условие прочности кожуха в месте соединения с решеткой по 5.2.6.1 и 5.2.6.2 не выполняется, можно установить переходный пояс увеличенной толщины длиной не менее $2\sqrt{Ds_1}$.

5.2.6.4 В случае, если осевая сила в кожухе $F < 0$, следует провести проверку кожуха на местную устойчивость от действия сжимающей силы F по ГОСТ Р 52857.2.

5.2.7 Расчет труб на прочность, устойчивость и жесткость и расчет крепления труб в решетке

5.2.7.1 Условие статической прочности труб:

$$\max\{\sigma_{1T}; \sigma_{2T}\} \leq [\sigma]_T. \quad (57)$$

5.2.7.2 Проверку труб на малоцикловую прочность проводят по ГОСТ Р 52857.6. В случае, если при расчете должна учитываться ползучесть материала, допускается проводить проверку на малоцикловую прочность по приложению Д.

При проверке труб на малоцикловую прочность следует принимать

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_1; \quad (58)$$

$$\Delta\sigma_2 = \Delta\sigma_3 = 0; \quad (59)$$

$$K_\sigma = 1. \quad (60)$$

5.2.7.3 Проверку труб на устойчивость проводят в случае, если $N_T < 0$. Условие устойчивости:

$$\sigma_{1T} \leq \varphi_T [\sigma]_T, \quad (61)$$

где φ_T — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе, определяемый по графику на рисунке 11, в зависимости от λ .

$$\lambda = K_T \sqrt{\frac{[\sigma]_T}{E_T}} \frac{l_R}{(d_T - s_T)}, \quad (62)$$

где $K_T = 1,3$ — для рабочих условий;

$K_T = 1,126$ — для условий гидроиспытания;

$l_R = l$ — для аппаратов без перегородок;

$l_R = \max\{l_{2R}; 0,7l_{1R}\}$ — для аппаратов с перегородками.

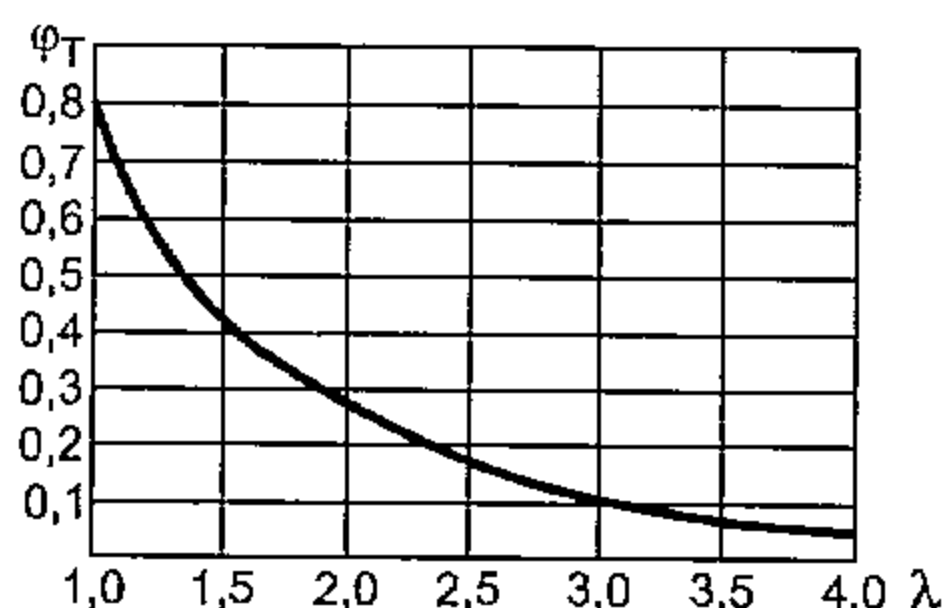


Рисунок 11 — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе

5.2.7.4 Проверка жесткости труб

Проверку проводят в случаях, когда к жесткости труб предъявляют какие-либо дополнительные требования, например для аппаратов со стекающей пленкой. Проверку жесткости труб проводят только при $N_T < 0$.

Прогиб трубы вычисляют по формуле

$$Y = A_y \frac{|M_T|}{|N_T|}, \quad (63)$$

где A_y — коэффициент, определяемый по графику, приведенному на рисунке 12, в зависимости от λ_y

$$\lambda_y = \frac{|N_T| l_{\text{пр}}^2}{E_T Y_T}, \quad (64)$$

где $l_{\text{пр}} = l$ — для аппаратов без перегородок в кожухе.

$l_{\text{пр}} = \frac{l_{1R}}{3}$ — для аппаратов с перегородками.

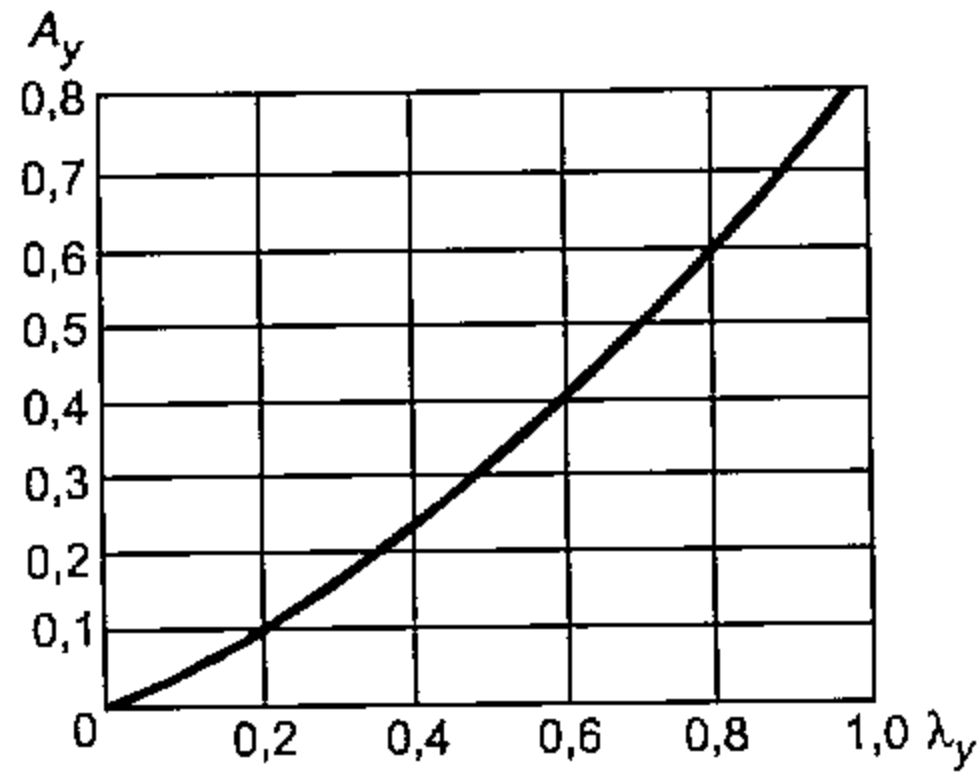


Рисунок 12 — Коэффициент для определения максимального прогиба трубы

Во всех случаях прогиб трубы не должен превышать зазор между трубами в пучке и приводить к их соприкосновению.

5.2.7.5 Проверка прочности крепления трубы в решетке

Если трубы крепятся в решетке с помощью развальцовки, должно выполняться условие:

$$|N_T| \leq [M]_{\text{тр}}. \quad (65)$$

Допускаемая нагрузка на соединение трубы с решеткой $[M]_{\text{тр}}$ определяется на основании испытаний или по нормативным документам.

При отсутствии данных о прочности вальцовочного соединения допускается принимать $[M]_{\text{тр}}$ по приложению Е.

Если трубы крепятся к решетке способом приварки или приварки с подвальцовкой, должно выполняться условие:

$$\tau = \frac{|N_T| d_T + 4 |M_T|}{\pi d_T^2 \delta} \leq \varphi_c \min \{ [\sigma]_T; [\sigma]_p \}, \quad (66)$$

$$\text{где } \varphi_c = \min \{ 0,5; (0,95 - 0,2 \lg N) \}. \quad (67)$$

В случае крепления труб к решетке способом развальцовки с обваркой должно выполняться условие:

$$\max \left\{ \frac{\varphi_c \min \{ [\sigma]_T; [\sigma]_p \}}{\tau} + 0,6 \frac{[M]_{\text{тр}}}{|N_T|}; \frac{[M]_{\text{тр}}}{|N_T|} \right\} \geq 1. \quad (68)$$

5.3 Теплообменные аппараты с плавающей головкой

5.3.1 Толщина трубной решетки в зоне перфорации должна отвечать условию

$$s_p \geq s_p^p + c, \quad (69)$$

где

$$s_p^p = \frac{D_{с.п}}{4,2} \sqrt{\frac{p_p}{\varphi_E [\sigma]_p}}, \quad (70)$$

φ_E — эффективный коэффициент ослабления решетки определяют по приложению Б.

5.3.2 Расчет элементов плавающей головки (см. рисунок 13).

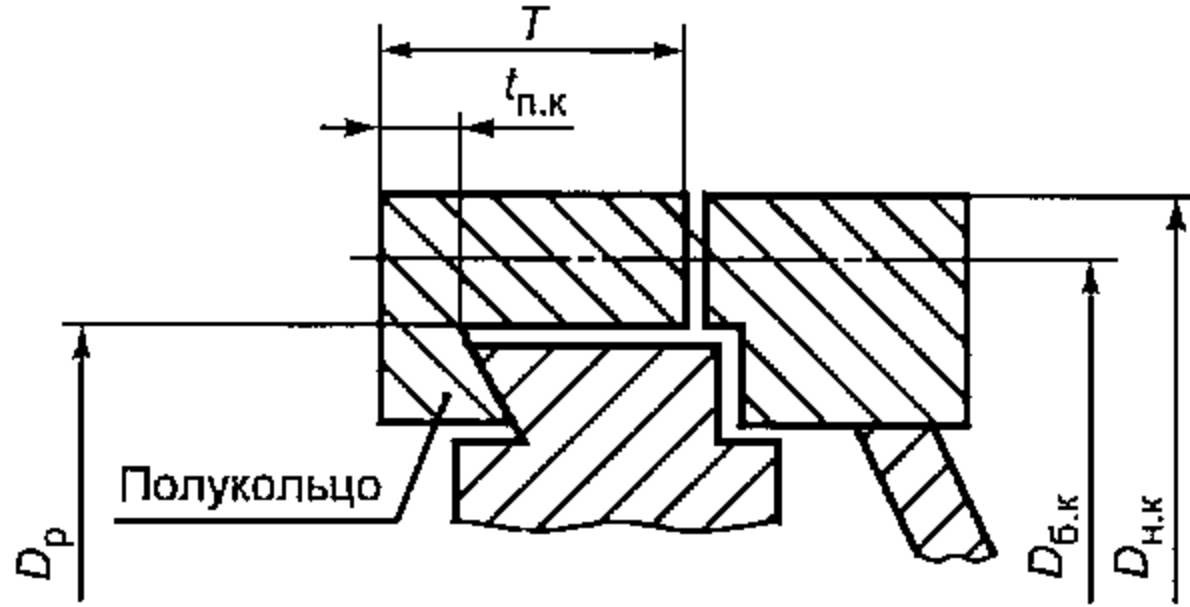


Рисунок 13 — Элементы плавающей головки

5.3.2.1 Усилия, действующие на шпильки, и усилие на прокладке. Проверка прочности шпилек и прокладки

Проверку прочности шпилек и прокладки выполняют по ГОСТ Р 52857.4. Усилия, действующие на шпильки плавающей головки при монтаже P_6^M и в рабочих условиях P_6^P , и равнодействующую внутреннего давления Q_d определяют по ГОСТ Р 52857.4. При этом коэффициенты жесткости фланцевого соединения α и γ определяют по ГОСТ Р 52857.4, как для соединения фланца с крышкой, угловая податливость фланца (полукольца) u_{ϕ} принимается равной нулю.

Угловую податливость сферических неотбортованных крышек определяют по ГОСТ Р 52857.4.

Угловую податливость крышек с эллиптическим днищем, отвечающих условию $h \geq \sqrt{Ds_1}$, определяют по ГОСТ Р 52857.4, как для плоских фланцев с прямой втулкой.

Угловую податливость крышек с эллиптическим днищем, отвечающих условию $h < \sqrt{Ds_1}$, определяют по ГОСТ Р 52857.4, как для сферической неотбортованной крышки с радиусом кривизны, равным радиусу кривизны, в вершине эллиптического днища в соответствии с ГОСТ Р 52857.2.

В случае использования привалочной поверхности с шипом шириной $T_{ш}$ и плоской металлической прокладки шириной b_n эффективную ширину прокладки b_0 вычисляют по формуле

$$b_0 = \frac{T_{ш} + b_n}{2}. \quad (71)$$

Средний диаметр плоской прокладки $D_{с.п}$ в случае использования привалочной поверхности с шипом принимается равным полусумме наружного и внутреннего диаметров шипа.

Проверку прочности шпилек и прокладки плавающей головки выполняют по ГОСТ Р 52857.4.

Усилие на прокладке плавающей головки в условиях монтажа равно:

$$F_n = P_6^M. \quad (72)$$

Усилие на прокладке плавающей головки в рабочих условиях:

$$F_n = P_6^P - Q_d. \quad (73)$$

5.3.2.2 Расчет на прочность при действии внутреннего давления крышек плавающих головок со сферическим неотбортованным днищем выполняют по ГОСТ Р 52857.2 (пункт 6.5).

В случае, если условие $M \leq [M]$ при расчете на прочность крышек плавающих головок со сферическим неотбортованным днищем по ГОСТ Р 52857.2 не выполняется, допускаемое избыточное давление из условий прочности краевой зоны $[p_1]$ вычисляют по формуле

$$[p_1] = \frac{2(s_{1nn} - c)\varphi[\sigma]_1}{[D\beta_n + (s_{1nn} - c)]} \sqrt{\frac{[M] + [M]_{кр} - M}{[M]_{кр}}}, \quad (74)$$

где

$$[M]_{кр} = \frac{\pi D (s_{1nn} - c)^2}{4} [\sigma]_1; \quad (75)$$

$$\beta_n = 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{\sqrt{\frac{D(s_{1\text{нп}} - c)}{\cos \psi}}}. \quad (76)$$

M , $[M]$ и ψ определяют по ГОСТ Р 52857.2 (пункт 6.5).

Расчет сферического неотбортованного доньшка крышки на действие наружного давления выполняют по ГОСТ Р 52857.2 (пункт 6.5).

5.3.2.3 Расчет допускаемого избыточного давления из условий прочности краевой зоны крышек с эллиптическим днищем, отвечающих условию $h < \sqrt{Ds_1}$, выполняют так же, как и для крышек плавающих головок со сферическим неотбортованным днищем с радиусом кривизны, равным радиусу кривизны, в вершине соответствующего эллиптического днища по ГОСТ Р 52857.2 (пункт 6.5). При этом ψ принимают равным 0.

Расчет фланцевой части и примыкающей к ней отбортовки крышек с эллиптическим днищем, отвечающих условию $h < \sqrt{Ds_1}$, выполняют по ГОСТ Р 52857.4, как плоского фланца с прямой втулкой.

Расчет эллиптического днища на внутреннее и наружное давления выполняют по ГОСТ Р 52857.2 (пункт 6.3).

5.3.2.4 Толщину полукольца (см. рисунок 13) определяют из условий изгиба по формуле

$$T \geq \sqrt{\frac{P_6 (D_{б.к} - D_p) \beta_\gamma}{2D_p [\sigma]_t}} + c, \quad (77)$$

где β_γ определяют по ГОСТ Р 52857.4.

5.3.2.5 Толщину наименьшего сечения полукольца определяют из условий среза по формуле

$$t_{п.к} = \max \left\{ \frac{P_6}{0,8\pi D_p [\sigma]_t}; 26 \text{ мм} \right\} + c. \quad (78)$$

5.3.2.6 Расчет по 5.3.2.2—5.3.2.5 следует выполнять как для рабочих условий, так и для условий монтажа до подачи внутреннего давления. При расчете в рабочих условиях следует принимать $P_6 = P_6^p$,

а при расчете в условиях монтажа $P_6 = P_6^m$.

5.4 Теплообменные аппараты с U-образными трубами

5.4.1 Толщина трубной решетки в зоне перфорации должна отвечать условию:

$$s_p \geq s_p^p + c, \quad (79)$$

где

$$s_p^p = \frac{D_{с.п}}{3,4} \sqrt{\frac{P_p}{\varphi_E [\sigma]_p}}. \quad (80)$$

φ_E — эффективный коэффициент ослабления решетки, определяют по приложению Б.

5.4.2 В случае, если к жесткости трубных решеток аппаратов с U-образными трубами предъявляют специальные требования (недопустим остаточный прогиб решетки), расчетную толщину вычисляют по формуле

$$s_p^p = 0,82a_1 \sqrt{\frac{P_p}{\varphi_E [\sigma]_p}} \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{2a_1 + 1,5 \frac{D_{с.п}}{a_1} (D_{с.п} - 2a_1)}{D_{с.п} - 2a_1 (1 - \varphi_E)} \varphi_E + \frac{P_p}{\varphi_E [\sigma]_p}} \right\}. \quad (81)$$

5.5 Дополнительные требования к толщинам трубных решеток

5.5.1 При наличии беструбной зоны (см. рисунок 14) принятая толщина трубной решетки должна до-

полнительно удовлетворять условию

$$s_p \geq 0,5D_E \sqrt{\frac{p_p}{[\sigma]_p}} + c. \quad (82)$$

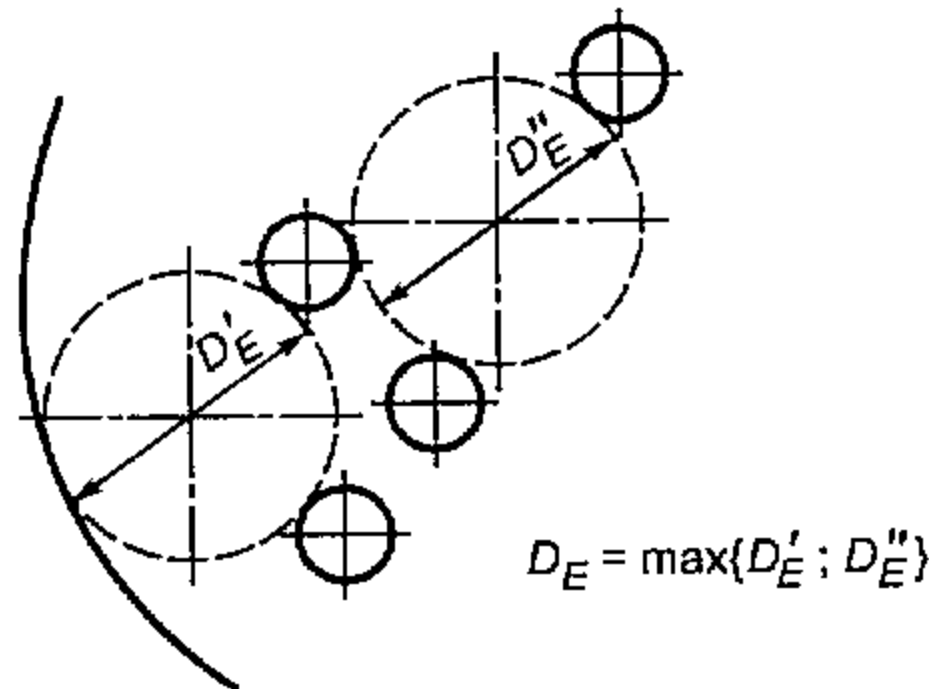


Рисунок 14 — Диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь

5.5.2 Толщина решеток аппаратов с плавающей головкой и U-образными трубами в месте уплотнения

под кольцевую прокладку должна отвечать условию

$$s_{pr} \geq \max \left\{ 0,71 \sqrt{\frac{p_p D_{c.n}}{[\sigma]_p} (D_{c.n} - D_B)}; 0,5 D_{c.n} \frac{p_p}{[\sigma]_p} \right\} + c. \quad (83)$$

5.5.3 Для многоходовых по трубному пространству аппаратов толщина трубной решетки в сечении

канавки должна быть не менее

$$s_n \geq (s_p - c) \max \left\{ \left[1 - \sqrt{\frac{d_0}{B_n} \left(\frac{t_n}{t_p} - 1 \right)} \right]; \sqrt{\varphi_p} \right\} + c. \quad (84)$$

5.5.4 Для трубных решеток, выполненных заодно с фланцем, принятая толщина должна быть не менее толщины кольца ответного фланца. Допускается уменьшение толщины решетки по сравнению с толщиной ответного фланца при условии подтверждения плотности и прочности фланцевого соединения специальным расчетом.

5.6 Перегородки между ходами по трубному пространству кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

Толщина перегородки должна отвечать условию

$$s_{пер} \geq 0,71 B_{пер} \sqrt{\frac{\Delta p f_n}{[\sigma]_n}} + c_n, \quad (85)$$

где

$$f_n = \frac{1}{1 + \frac{B_{пер}}{L_{пер}} + \left(\frac{B_{пер}}{L_{пер}} \right)^2}. \quad (86)$$

6 Расчет элементов аппаратов воздушного охлаждения

6.1 Условия применения расчетных формул

6.1.1 Расчетные формулы применяют, если расчетная температура не превышает значений, при которых возникает ползучесть материалов (ГОСТ Р 52857.2, пункт 5.2.2).

6.1.2 Расчетные формулы применяют, если разность температур между смежными потоками в многоходовых секциях не превышает 100 °С.

6.1.3 Расчетные формулы применяют при выполнении следующих условий:

$$\frac{s_{1A}-c}{B_p} \leq 0,4; \tag{87}$$

$$\frac{s_{4A}-c}{B_0} \leq 0,4. \tag{88}$$

6.1.4 Расчетные формулы применяют, если обеспечено свободное перемещение пучка в результате температурных удлинений.

6.1.5 Допускается использовать расчетные формулы для аналогичных схем камер аппаратов воздушного охлаждения, не приведенных на рисунках 15—23.

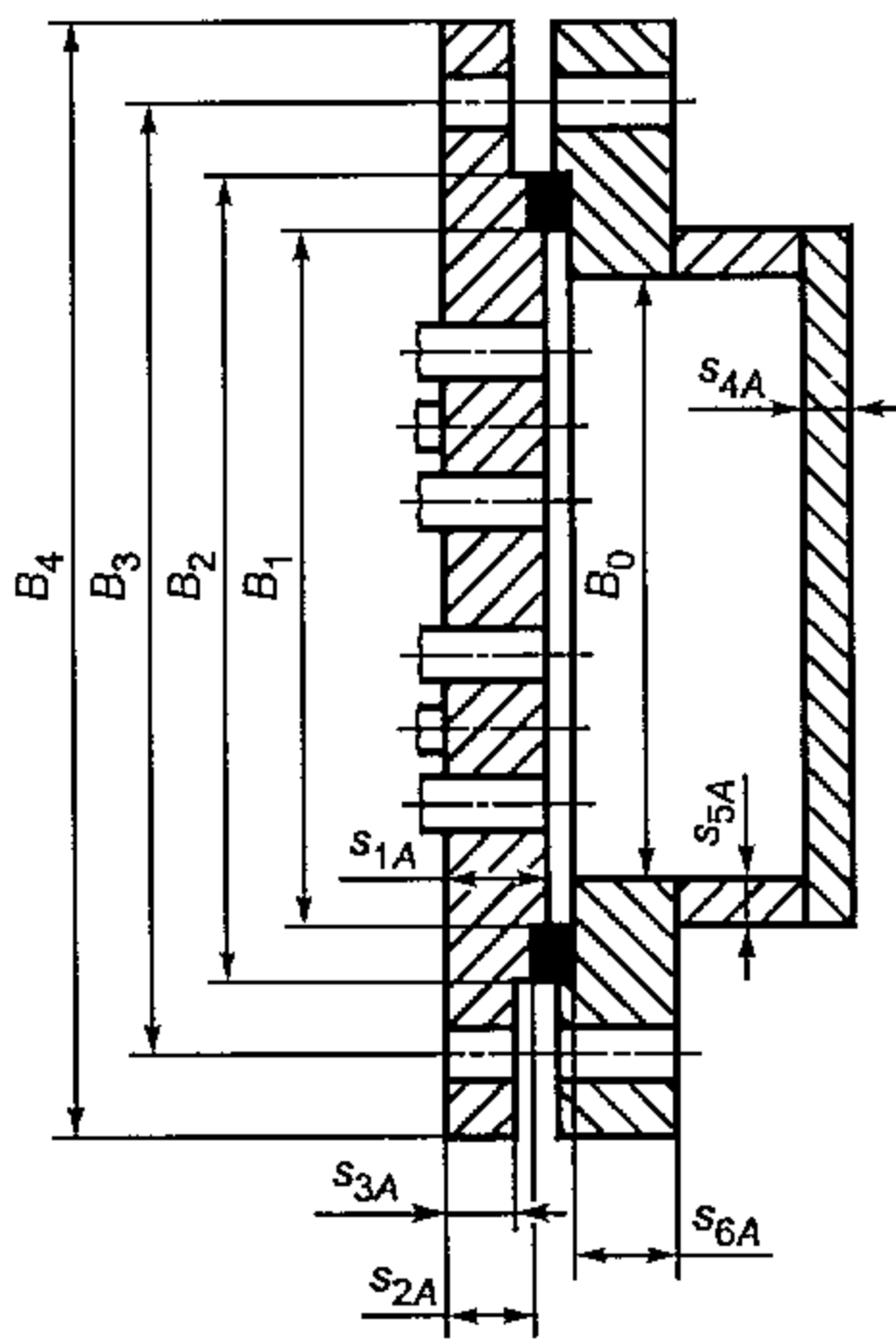


Рисунок 15 — Камера разъемной конструкции со сварной крышкой

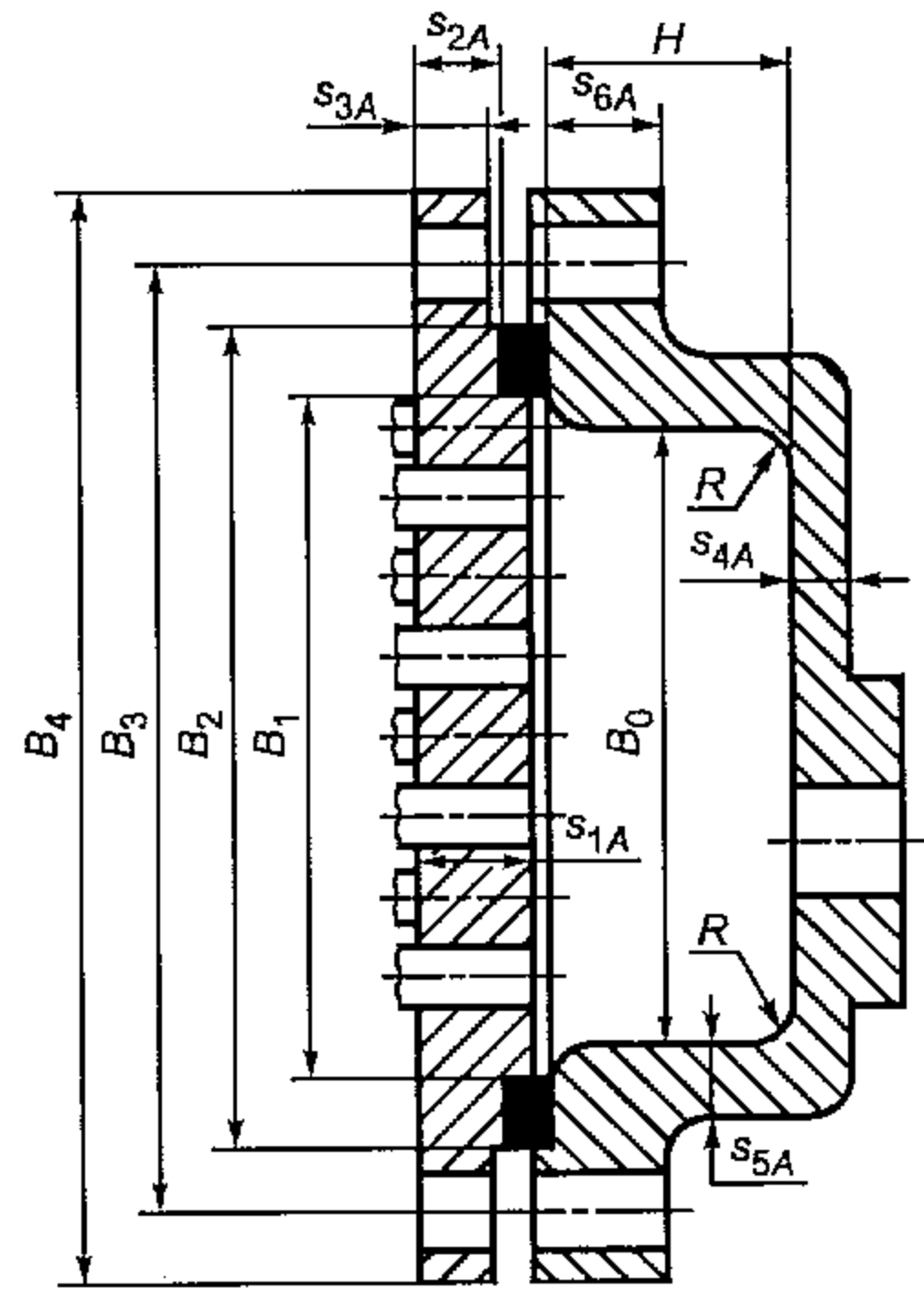


Рисунок 16 — Камера разъемной конструкции с литой крышкой

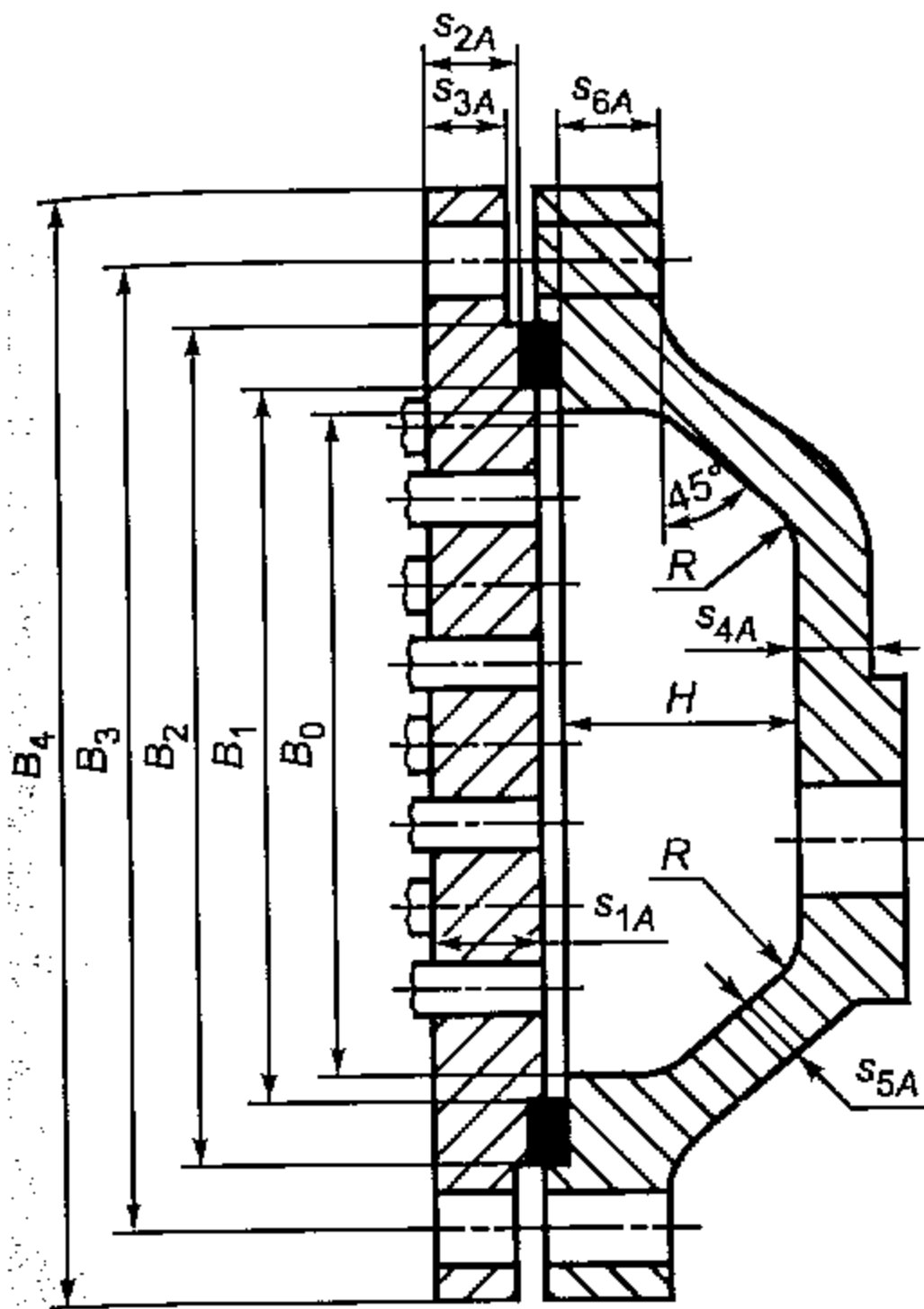


Рисунок 17 — Камера разъемной конструкции с литой или штампованной крышкой

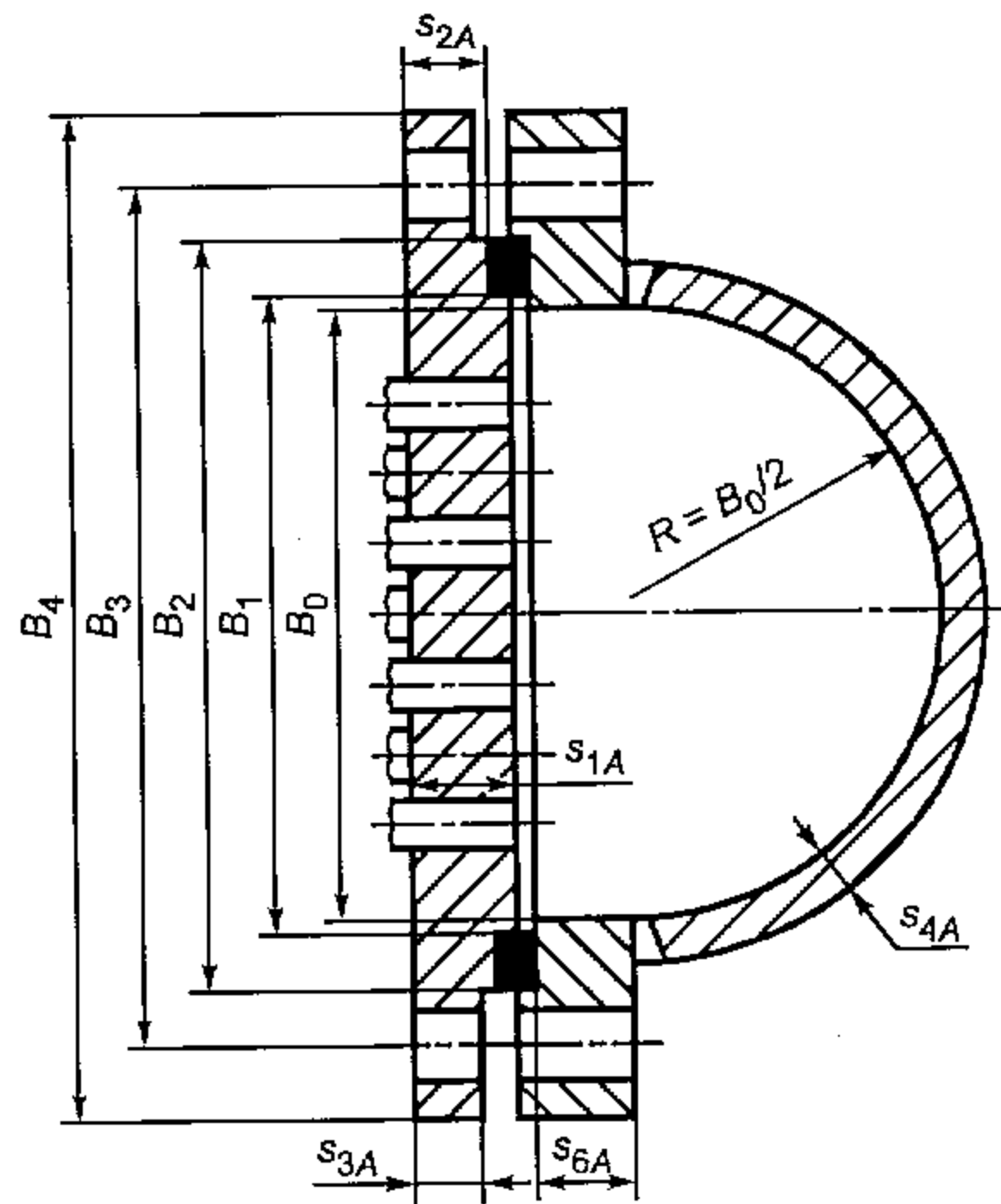


Рисунок 18 — Камера разъемной конструкции со сварной полцилиндрической крышкой

6.2 Расчет камер разъемной конструкции

6.2.1. Схемы камер разъемной конструкции приведены на рисунках 15—18.

6.2.2 Расчет элементов камер разъемной конструкции

6.2.2.1 Формулы для определения вспомогательных величин для расчета камер разъемной конструкции приведены в приложении Ж.

6.2.2.2 Усилие в болтах (шпильках) в условиях эксплуатации:

$$F_B = p [L_p B_p + 2b_0 m (L_p + B_p)]. \quad (89)$$

6.2.2.3 Усилие в болтах (шпильках) в условиях испытания или монтажа

$$F_0 = \max \left\{ \frac{p_{np}}{p} F_B; p_{np} [\eta_p L_p B_p + 2b_0 m (L_p + B_p)] \right\}. \quad (90)$$

6.2.2.4 Величины L_p и B_p определяют по приложению Ж. Характеристики прокладки b_0 и m — по ГОСТ Р 52857.4.

Коэффициент η_p для фланцевых соединений с эксцентрично расположенной прокладкой в первом приближении принимают равным 2. Уточненное значение η_p определяют по приложению И. Если предусмотрены специальные конструктивные меры, позволяющие разгрузить элементы разъемных камер от действия болтового изгибающего момента, то η_p принимают равным 1.

6.2.2.5 Условие прочности шпилек (болтов)

$$\frac{F_0}{A_B} \leq [\sigma]_B^{20}; \quad (91)$$

$$\frac{F_B}{A_B} \leq [\sigma]_B^t. \quad (92)$$

где $[\sigma]_B^{20}$; $[\sigma]_B^t$ — допускаемые напряжения для материала шпилек (болтов) по ГОСТ Р 52857.4.

6.2.3 Расчет трубной решетки

6.2.3.1 Толщина трубной решетки в пределах зоны перфорации должна отвечать условию

$$s_{1A} \geq 0,71 B_T \sqrt{\frac{\rho}{\varphi_E [\sigma]_p}} \sqrt{(\Lambda_p + \Psi_p + \Omega f_0) + 1,5 \frac{\rho}{\varphi_E [\sigma]_p}} + c. \quad (93)$$

Безразмерную характеристику нагружения решетки болтовым изгибающим моментом Λ_p вычисляют по формуле

$$\Lambda_p = \frac{4F_B l_1}{\rho(L_p + B_p) B_T^2}. \quad (94)$$

Безразмерную характеристику нагружения решетки давлением, действующим на беструбную зону Ψ_p , вычисляют по формуле

$$\Psi_p = \lambda_p (\lambda_p + 2). \quad (95)$$

Коэффициент несущей способности трубного пучка Ω вычисляют по формулам при $\rho\eta \leq \varphi_T [q]_T$:

$$\Omega = \frac{\rho}{[q]_T + \rho\eta}; \quad (96)$$

при $\rho\eta > \varphi_T [q]_T$:

$$\Omega = \frac{\rho^2 + (\rho\eta - \varphi_T [q]_T) \{ [q]_T - \rho(2 - \eta) \}}{\rho [q]_T (1 + \varphi_T)}. \quad (97)$$

Коэффициент, зависящий от соотношения сторон перфорированной зоны решетки f_0 , вычисляют по формуле

$$f_0 = \frac{1}{1 + 2 \frac{B_T}{L_p} + \left(\frac{B_T}{L_p} \right)^2}. \quad (98)$$

l_1 , B_T , λ_p , η и $[q]_T$ определяют по приложению Ж, эффективный коэффициент ослабления φ_E — по приложению Б, коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе φ_T — по 5.2.7.3.

При $\Omega > 1$ следует увеличивать толщину труб для выполнения условия $\Omega \leq 1$.

6.2.3.2 Толщины трубной решетки в месте уплотнения s_{2A} и вне зоны уплотнения s_{3A} должны отвечать условиям:

$$s_{2A} \geq 0,71 \sqrt{\frac{F_1}{[\sigma]_p}} \sqrt{4l_1 + 1,5 \frac{F_1}{[\sigma]_p}} + c; \quad (99)$$

$$s_{3A} \geq 0,71 \sqrt{\frac{F_1}{[\sigma]_p}} \sqrt{4l_2 + 1,5 \frac{F_1}{[\sigma]_p}}. \quad (100)$$

Усилие от болтовой нагрузки на единицу длины решетки или крышки F_1 вычисляют по формуле

$$F_1 = \frac{F_0}{L_p + B_p} \frac{\rho}{\rho_{np}}. \quad (101)$$

6.2.3.3 Условие прочности крепления труб в решетке

$$[q]_s \geq \rho \left[z_F - \eta + z_M (\Lambda_p + \Psi_p) \right]. \quad (102)$$

Кoeffициенты z_F и z_M определяют по графику, приведенному на рисунке 19 в зависимости от величины

$$\omega = 1,6 \frac{B_T}{s_{1A}} \sqrt{\frac{U s_{1A}}{2I}}. \quad (103)$$

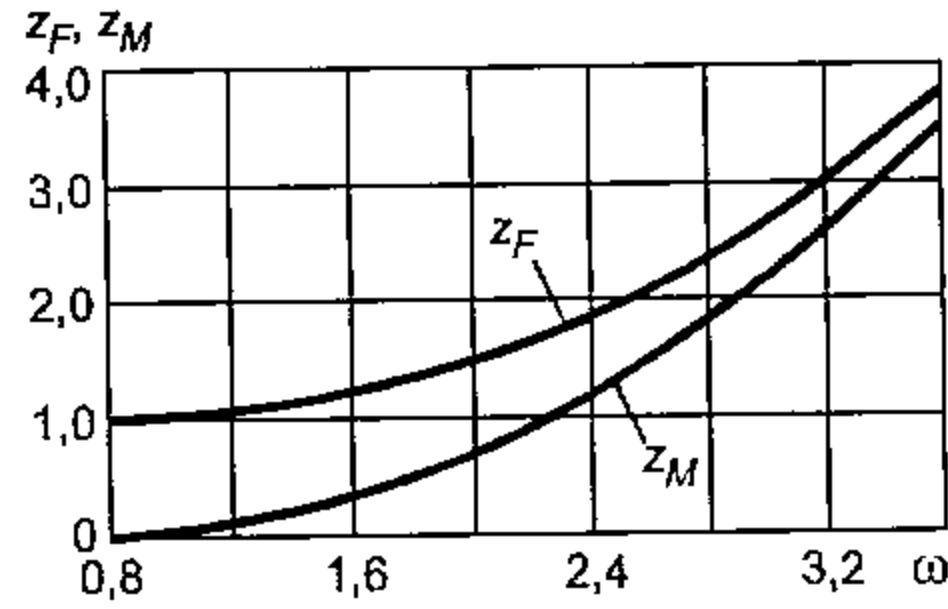


Рисунок 19

Кoeffициенты η и ν вычисляют по Ж.2 приложения Ж.

6.2.4 Расчет крышки

6.2.4.1 Толщина доньшка крышки (см. рисунки 15—17) должна отвечать условию

$$s_{4A} \geq 0,71 B_0 \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_{кр}}} \sqrt{\max \left\{ \frac{\Lambda_{кр} + \Psi_{кр} + f_1}{1 + \chi_{кр}}; f_2 \right\}} + 1,5 \frac{p}{[\sigma]_{кр}} + c. \quad (104)$$

Безразмерную характеристику нагружения крышки аппарата воздушного охлаждения болтовым изгибающим моментом $\Lambda_{кр}$ вычисляют по формуле

$$\Lambda_{кр} = \frac{4F_B l_1}{\rho(L_p + B_p) B_0^2}. \quad (105)$$

Безразмерную характеристику нагружения крышки давлением, действующим на ее фланцевую часть вычисляют по формуле

$$\Psi_{кр} = \left[\left(\frac{B_p}{B_0} \right)^2 - 1 \right] \frac{L_0}{L_0 + B_0} - 4 \left(\frac{H}{B_0} \right)^2. \quad (106)$$

Кoeffициенты, зависящие от соотношения сторон крышки f_1 и f_2 , вычисляют по формулам:

$$f_1 = \frac{1}{1 + \left(\frac{B_0}{L_0} \right) + \left(\frac{B_0}{L_0} \right)^2}; \quad (107)$$

$$f_2 = 0,5 f_1. \quad (108)$$

Кoeffициент сопротивления фланцевой части крышки $\chi_{кр}$ вычисляют по формуле

$$\chi_{кр} = \frac{0,8}{L_0} \left\{ \left[1,5(B_3 - B_0) - s_{6A} \right] \left(\frac{s_{6A}}{s_{4A}} \right)^2 + \left[3(H - s_{6A}) + 2s_{5A} \right] \left(\frac{s_{5A}}{s_{4A}} \right)^2 \right\}. \quad (109)$$

6.2.4.2 Толщина доньшка крышки (см. рисунок 18) должна отвечать условию

$$s_{4A} \geq 0,71 B_0 \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_к}} \sqrt{\frac{\Lambda_{кр}}{\varphi + \chi_c} + 0,5 \frac{p}{\varphi^2 [\sigma]_к}} + c. \quad (110)$$

Коэффициент сопротивления фланцевой части крышки χ_c вычисляют по формуле

$$\chi_c = \frac{0,8}{L_{\text{рас}}} [1,5(B_3 - B_0) - s_{6A}] \left(\frac{s_{6A}}{s_{5A}} \right)^2. \quad (111)$$

6.2.4.3 Толщина стенки крышки в месте присоединения к фланцу должна отвечать условию:

$$s_{5A} \geq 0,71 \sqrt{\frac{F_1}{[\sigma]_k}} \sqrt{\frac{4l_1}{\varphi + \chi_c}} + c, \quad (112)$$

где F_1 — расчетное усилие, вычисляемое по формуле (101);

χ_c — коэффициент для крышек (см. рисунки 15—17), вычисляемый по формуле (111);

$\chi_{\text{кр}}$ — коэффициент вычисляют по формуле (109).

6.2.4.4 Толщину фланца крышки s_{6A} вычисляют по формуле (99) при $[\sigma]_p = [\sigma]_k$.

6.2.4.5 Толщина боковой стенки s_{7A} крышек (см. рисунки 15—17) должна отвечать условию:

$$s_{7A} \geq s_{5A}, \quad (113)$$

а крышек (см. рисунок 18) — условию:

$$s_{7A} \geq \max \left\{ s_{5A}; 0,25 B_0 \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_k}} + c \right\}. \quad (114)$$

6.3 Расчет камер неразъемной конструкции

6.3.1 Схемы камер неразъемной конструкции приведены на рисунках 20—24.

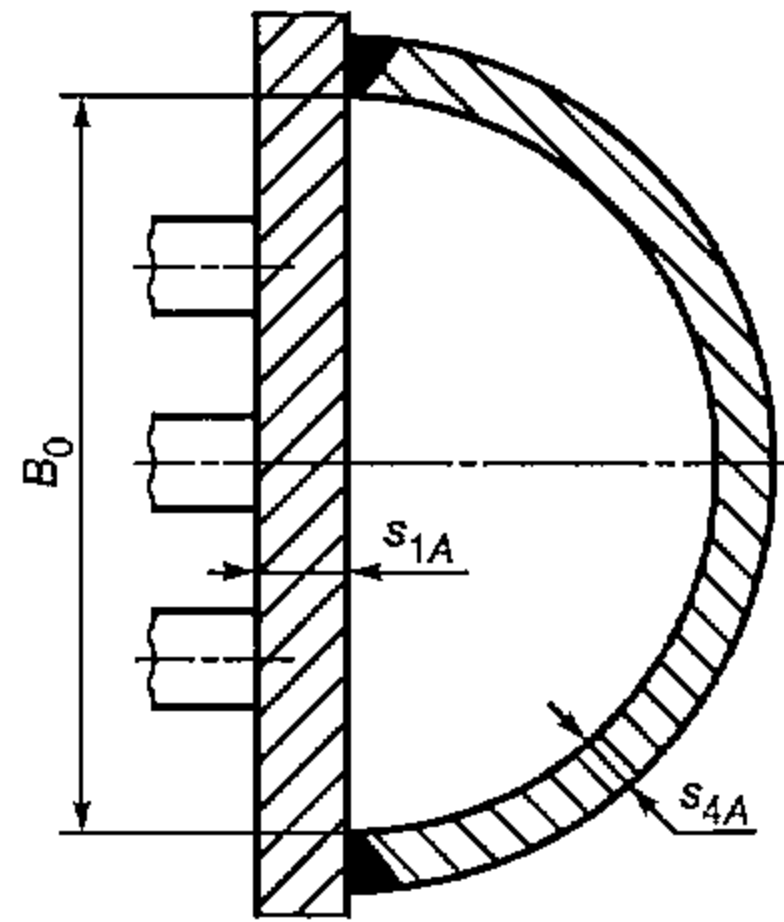


Рисунок 20 — Камера неразъемной конструкции с полуцилиндрической задней стенкой

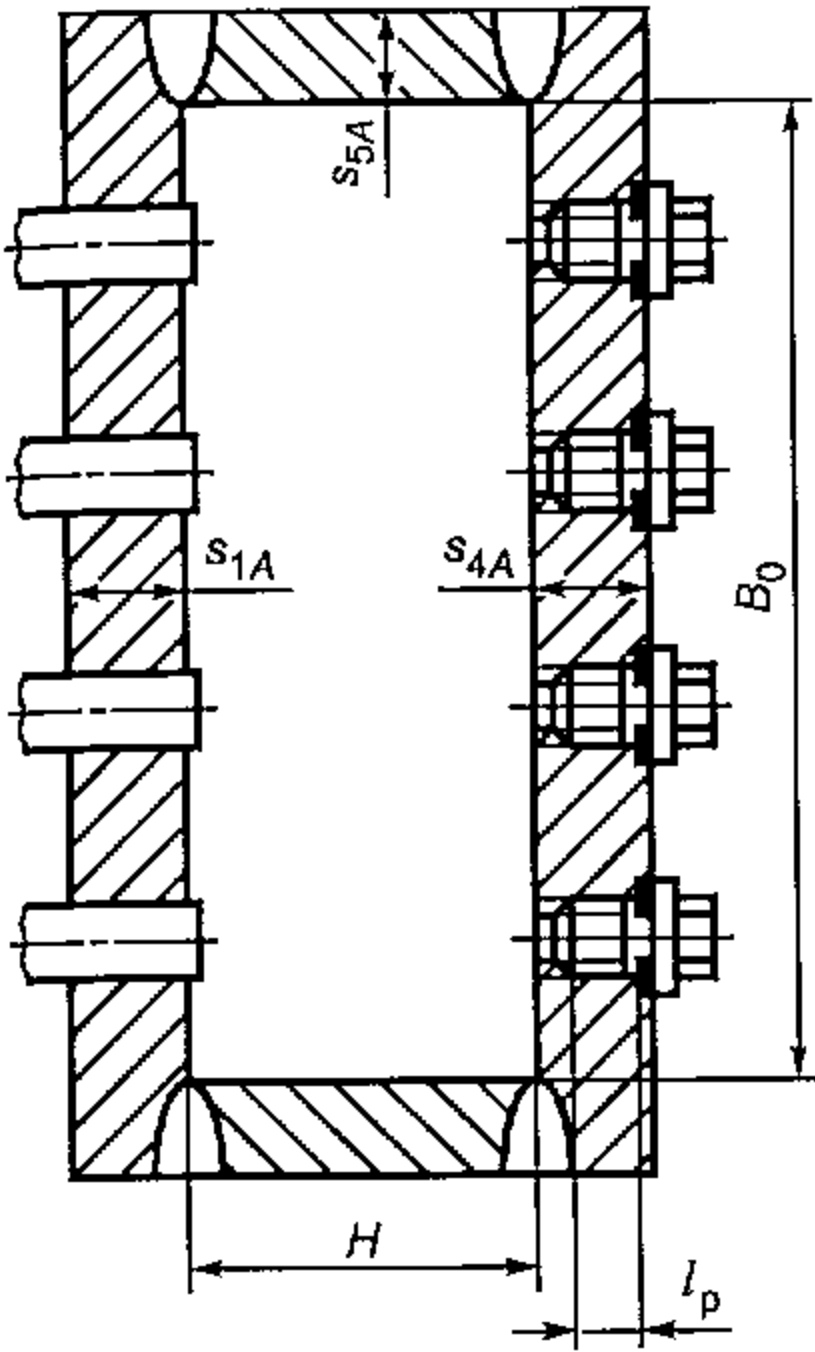


Рисунок 21 — Сварная камера без перегородок

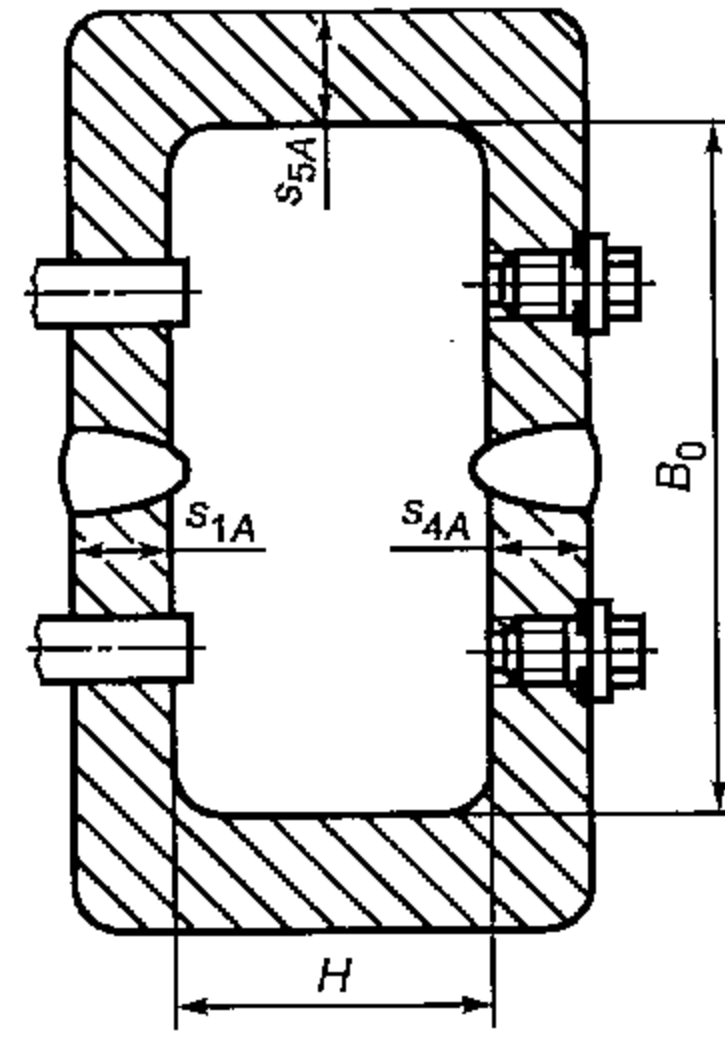


Рисунок 22 — Штампованная камера без перегородок

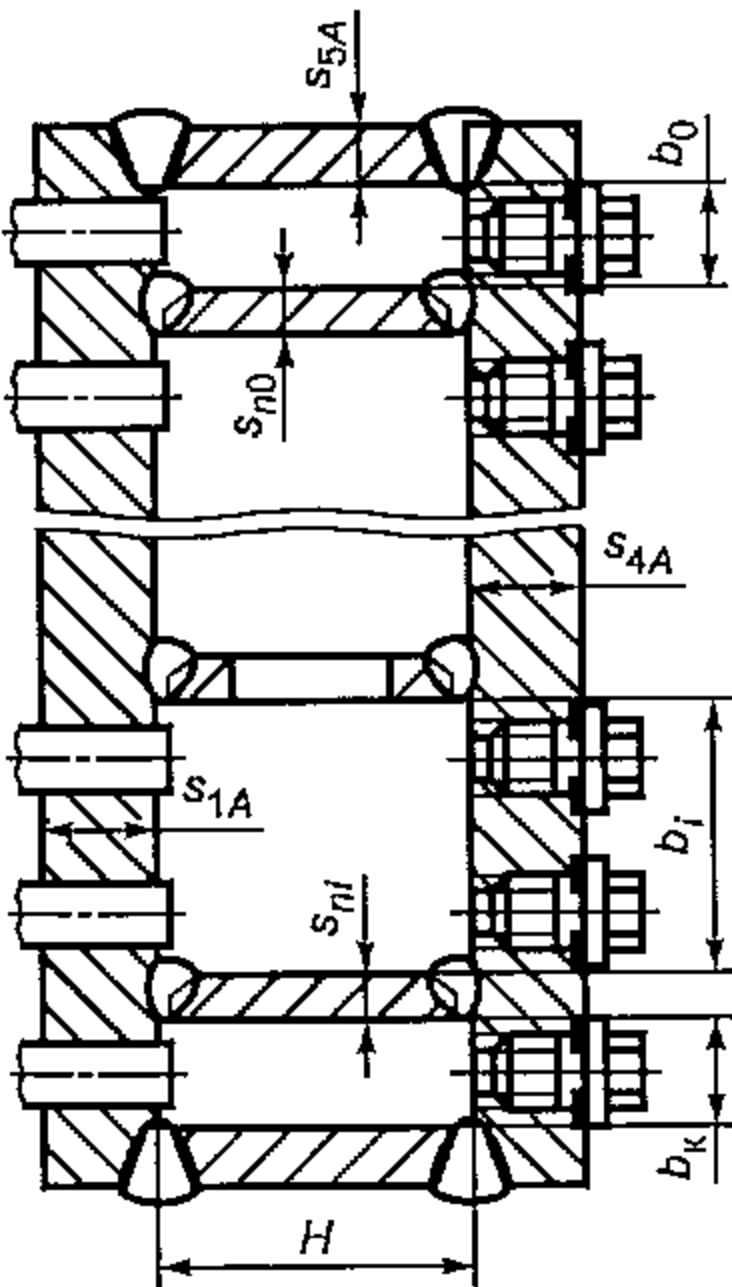


Рисунок 23 — Сварная камера с перегородками

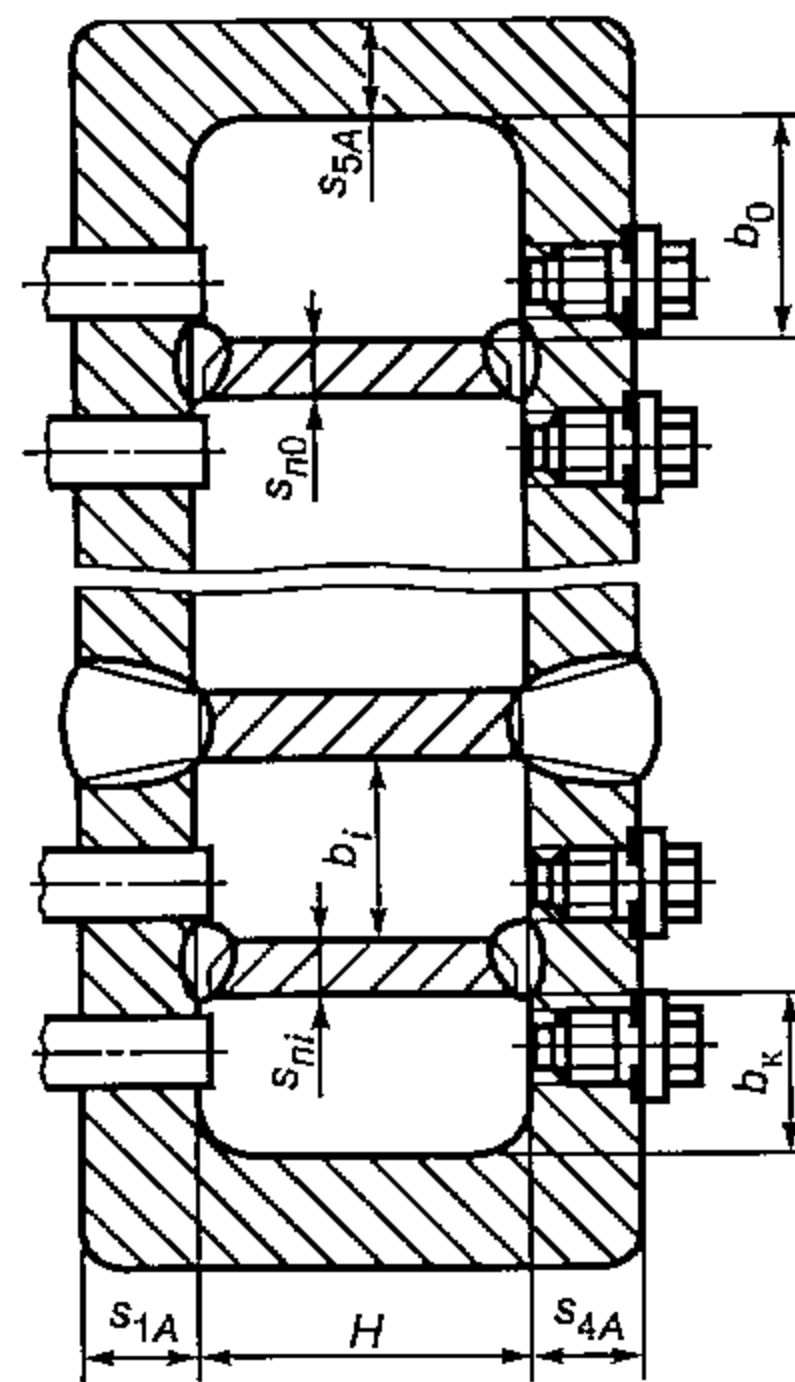


Рисунок 24 — Штампованная камера с перегородками

6.3.1.1 Толщина задней стенки камеры должна отвечать условию:

$$s_{4A} \geq 0,5 B_p \sqrt{\frac{p}{\varphi E[\sigma]}} \sqrt{f_3 + \frac{p}{\varphi E[\sigma]} \left[1,5 + \left(\frac{H}{B_p} \right)^2 \right]} + c + c_p. \quad (115)$$

Коэффициент f_3 , зависящий от соотношения сторон задней стенки камеры, вычисляют по формуле

$$f_3 = \frac{2}{2 + \left(\frac{B_p}{L_0}\right) + \left(\frac{B_p}{L_0}\right)^2}. \quad (116)$$

Для камер с перегородками (см. рисунки 23, 24) $f_3 = 1$.

Расчетный поперечный размер камеры B_p определяют по приложению Ж, эффективный коэффициент ослабления φ_E — по приложению Б.

Толщину решетки s_{1A} следует принимать

$$s_{1A} = s_{4A}. \quad (117)$$

6.3.1.2 Толщины верхней и нижней стенок для конструкций, приведенных на рисунках 21 и 23, должны отвечать условию:

$$s_{5A} \geq 0,5B_p \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\frac{1}{\varphi} \left\{ f_3 + \frac{p}{[\sigma]} \left[\frac{1}{\varphi} + 1,5 \left(\frac{2H^2}{\varphi B_p^2} - \frac{1}{\varphi_E} \right) \right] \right\}} \\ \sqrt{\left| \frac{2H^2}{B_p^2} - f_3 \right| + \frac{p}{[\sigma]} \left(1 + \frac{1,5}{\varphi_E} \right)} \end{array} \right\} + c, \quad (118)$$

а конструкций, приведенных на рисунках 22 и 24, — условию:

$$s_{5A} = s_{4A}. \quad (119)$$

6.3.1.3 Толщины усиливающих перегородок в камерах (см. рисунки 23, 24) должны отвечать условию:

$$s_{ni} \geq \frac{p(b_{i-1} + b_i)}{2[\sigma] \min \left\{ \varphi; 1 - \frac{d_{ni}}{l_{ni}} \right\}} + c_n. \quad (120)$$

6.3.1.4 Толщина боковой стенки должна отвечать условию:

$$s_{7A} \geq 0,71H \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \sqrt{f_4 + 1,5 \frac{p}{\varphi^2 [\sigma]}} + c. \quad (121)$$

Коэффициент f_4 , зависящий от соотношения сторон боковой стенки, вычисляют по формуле

$$f_4 = \frac{1}{1 + \left(\frac{H}{B_0}\right) + \left(\frac{H}{B_0}\right)^2}. \quad (122)$$

6.3.2 Расчет камер неразъемной конструкции с полуцилиндрической задней стенкой (см. рисунок 19).

6.3.2.1 Толщину трубной решетки s_{1A} вычисляют по формуле (93) при $\Lambda_p = 0$.

6.3.2.2 Толщину полуцилиндрической задней стенки s_{4A} определяют по ГОСТ Р 52857.2, как цилиндрической обечайки, внутренний диаметр которой равен B_0 .

6.3.2.3 Толщину боковой стенки s_{7A} определяют по формуле (114).

6.3.3 Условие прочности крепления труб в решетке:

$$\min \{ [q]_T; [q]_s \} \geq p(1 - \eta). \quad (123)$$

Коэффициент η вычисляют по Ж.2 приложения Ж.

Приложение А
(обязательное)

Определение коэффициентов изменения жесткости K_q^* и K_p^* для аппаратов с компенсатором на кожухе, расширителем на кожухе и компенсатором на расширителе

А.1 Коэффициент K_q^* определяют как отношение осевого перемещения компенсатора (расширителя) при действии растягивающей силы к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора (расширителя) от действия той же силы.

Коэффициент K_p^* определяют как отношение осевого перемещения компенсатора (расширителя) при действии внутреннего давления к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора (расширителя) от действия того же давления.

Коэффициенты K_q^* и K_p^* для аппаратов с компенсатором на расширителе допускается определять, как суммы соответствующих для аппаратов с компенсатором и расширителем.

При определении коэффициентов K_q^* и K_p^* не учитывают влияние трубного пучка и равнодействующую внутреннего давления, действующую на края корпуса в осевом направлении.

Допускается определять K_q^* и K_p^* с помощью численных методов теории пластин и оболочек.

А.2 Для аппаратов с компенсатором на кожухе коэффициенты K_q^* и K_p^* допускается вычислять по формулам:

$$K_q^* = \frac{\pi a E_K s_K}{l K_{\text{КОМ}}}, \quad (\text{A.1})$$

$$K_p^* = \frac{\pi (D_{\text{КОМ}}^2 - d_{\text{КОМ}}^2) E_K s_K}{4,8 l a K_{\text{КОМ}}}. \quad (\text{A.2})$$

Жесткость компенсатора $K_{\text{КОМ}}$ следует определять по нормативным документам. Для ненормализованных компенсаторов допускается вычислять осевую жесткость по формуле

$$K_{\text{КОМ}} = \frac{E_{\text{КОМ}} \delta_{\text{КОМ}}^3}{n_{\text{КОМ}} d_{\text{КОМ}}^2} A_{\text{КОМ}}, \quad (\text{A.3})$$

$$A_{\text{КОМ}} = \frac{6,8 \beta_{\text{КОМ}} (1 + \beta_{\text{КОМ}})}{C_f (1 - \beta_{\text{КОМ}})^3}, \quad (\text{A.4})$$

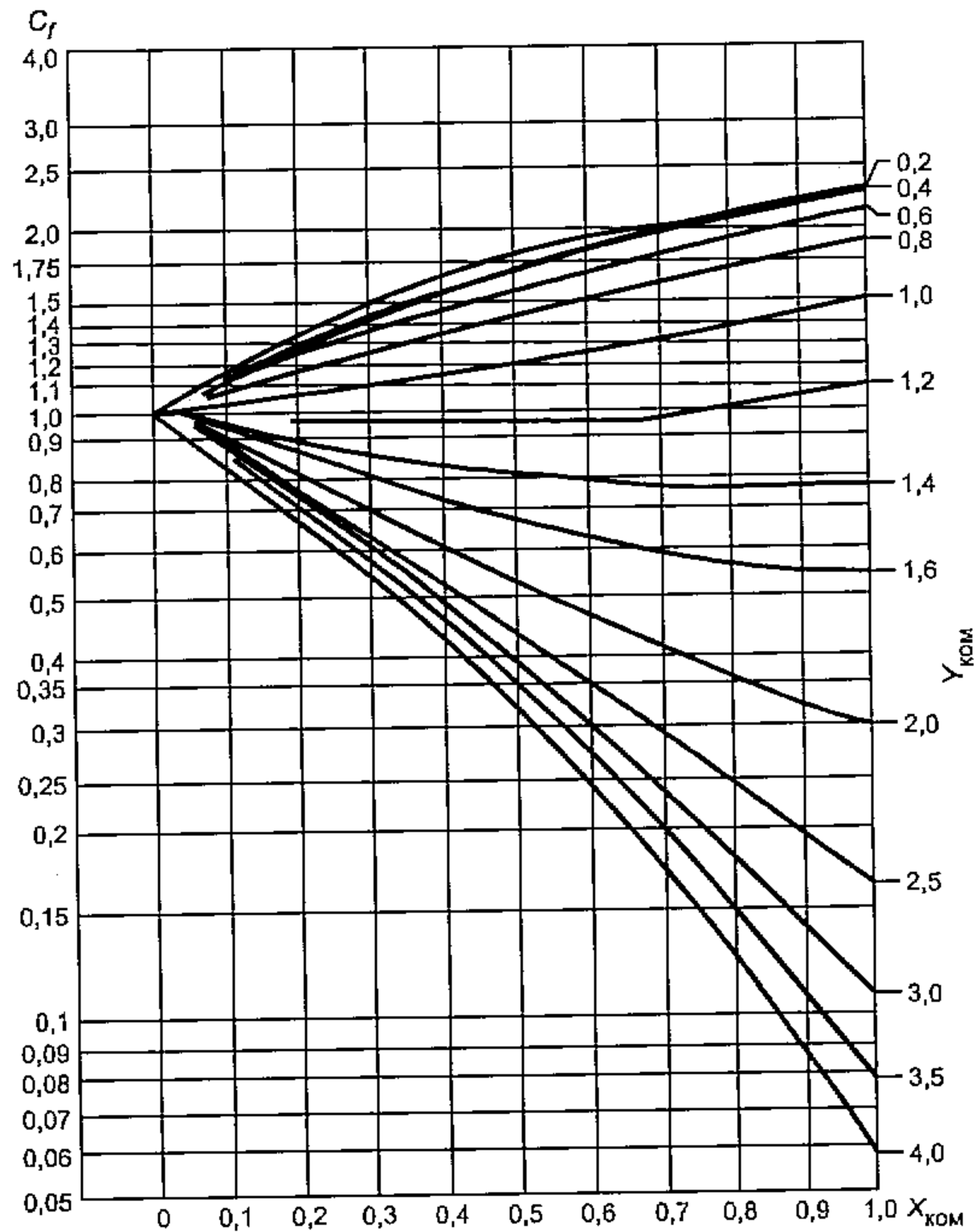
$$\beta_{\text{КОМ}} = \frac{d_{\text{КОМ}}}{D_{\text{КОМ}}}. \quad (\text{A.5})$$

Параметр жесткости компенсатора C_f определяют по графику, приведенному на рисунке 25, в зависимости

$$X_{\text{КОМ}} = \frac{4 r_{\text{КОМ}} \beta_{\text{КОМ}}}{d_{\text{КОМ}} (1 - \beta_{\text{КОМ}})} \quad (\text{A.6})$$

и

$$Y_{\text{КОМ}} = \frac{2,57 r_{\text{КОМ}}}{\sqrt{d_{\text{КОМ}} \delta_{\text{КОМ}} \left(1 + \frac{1}{\beta_{\text{КОМ}}}\right)}}. \quad (\text{A.7})$$

Рисунок 25 — Параметр жесткости компенсатора C_f

А.3 Для аппаратов с расширителем на кожухе при $\beta_0 = 90^\circ$ коэффициент K_q^* допускается вычислять по формуле

$$K_q^* = \frac{as_k}{l} \left(\frac{\pi E_k}{K_{рас}} + \frac{L_{рас}}{\delta_p D_1} \right), \quad (\text{A.8})$$

а коэффициент K_p^* — по формуле

$$K_p^* = -\frac{as_k}{l\beta_p^2} \left\{ \frac{(1-\beta_p^2)}{4,8} \left[\frac{\pi E_k}{K_{рас}} + \frac{L_{рас}}{\delta_p D_1} \right] - 0,5 \frac{\pi L_{рас}}{\delta_p D_1} \right\}, \quad (\text{A.9})$$

где

$$\beta_p = \frac{D}{D_1}; \quad (\text{A.10})$$

$$K_{рас} = \frac{E_k \delta_p^3}{D^2} A_p. \quad (\text{A.11})$$

A_p — определяют по таблице А.1 в зависимости от β_p .

Таблица А.1 — Коэффициенты A_p

β_p A_p	0,51 23,4	0,52 26,0	0,53 29,0	0,54 32,3	0,55 35,9	0,56 40,1	0,57 44,8	0,58 50,0
β_p A_p	0,59 56,0	0,60 62,7	0,61 70,3	0,62 78,9	0,63 88,8	0,64 100	0,65 113	0,66 128
β_p A_p	0,67 145	0,68 164	0,69 187	0,70 214	0,71 245	0,72 281	0,73 324	0,74 375
β_p A_p	0,75 436	0,76 509	0,77 597	0,78 704	0,79 834	0,80 996	0,81 1197	0,82 1451
β_p A_p	0,83 1770	0,84 2190	0,85 2740	0,86 3460	0,87 4450	0,88 5820	0,89 7770	0,9 10600

А.4 Для аппаратов с расширителем на кожухе при $15^\circ \leq \beta_0 \leq 60^\circ$ коэффициент K_q^* допускается вычислять по формуле

$$K_q^* = \frac{a \left(A_{p1} + A_{p2} \sqrt{\frac{D_1}{S_k}} \right) - 0,5(1 - \beta_p)L_p}{l}, \quad (\text{A.12})$$

а коэффициент K_p^* — по формуле

$$K_p^* = \frac{\left(B_{p1} + B_{p2} \sqrt{\frac{D_1}{S_k}} \right) a}{l}. \quad (\text{A.13})$$

Коэффициенты A_{p1} , A_{p2} , B_{p1} , B_{p2} определяются по таблице А.2 в зависимости от β_0 (см. рисунок 3) и β_p .

Таблица А.2 — Вспомогательные коэффициенты

β_p	β_0	A_{p1}	A_{p2}	B_{p1}	B_{p2}
0,35	15°	8,695	0,204	-1,452	0,488
	30°	5,600	0,899	-7,650	2,144
	45°	5,939	2,436	-20,866	5,813
	60°	9,698	6,145	-60,596	14,664
0,36	15°	8,462	0,205	-1,525	0,457
	30°	5,449	0,903	-7,278	2,010
	45°	5,779	2,449	-19,675	5,450
	60°	9,438	6,177	-56,996	13,748
0,37	15°	8,235	0,207	-1,586	0,429
	30°	5,303	0,908	-6,932	1,887
	45°	5,624	2,461	-18,575	5,116
	60°	9,185	6,209	-53,677	12,906
0,38	15°	8,014	0,208	-1,636	0,403
	30°	5,160	0,913	-6,608	1,774
	45°	5,473	2,474	-17,557	4,808
	60°	8,938	6,241	-50,609	12,129
0,39	15°	7,799	0,209	-1,677	0,380
	30°	5,022	0,917	-6,306	1,669
	45°	5,327	2,486	-16,612	4,524
	60°	8,698	6,272	-47,768	11,412

Продолжение таблицы А.2

β_p	β_0	A_{p1}	A_{p2}	B_{p1}	B_{p2}
0,40	15°	7,589	0,210	-1,709	0,357
	30°	4,887	0,922	-6,022	1,572
	45°	5,183	2,498	-15,733	4,260
	60°	8,464	6,303	-45,130	10,747
0,41	15°	7,384	0,211	-1,733	0,337
	30°	4,755	0,926	-5,755	1,481
	45°	5,044	2,510	-14,914	4,016
	60°	8,236	6,333	-42,678	10,131
0,42	15°	7,185	0,212	-1,751	0,318
	30°	4,627	0,930	-5,504	1,398
	45°	4,907	2,522	-14,149	3,789
	60°	8,014	6,363	-40,393	9,558
0,43	15°	6,990	0,213	-1,762	0,300
	30°	4,501	0,935	-5,267	1,320
	45°	4,774	2,534	-13,434	3,577
	60°	7,796	6,393	-38,260	9,024
0,44	15°	6,800	0,214	-1,768	0,284
	30°	4,379	0,939	-5,043	1,247
	45°	4,644	2,546	-12,764	3,380
	60°	7,584	6,422	-36,266	8,527
0,45	15°	6,613	0,215	-1,770	0,268
	30°	4,259	0,943	-4,831	1,179
	45°	4,517	2,557	-12,135	3,196
	60°	7,376	6,451	-34,399	8,062
0,46	15°	6,431	0,216	-1,767	0,254
	30°	4,141	0,947	-4,631	1,115
	45°	4,393	2,568	-11,544	3,023
	60°	7,173	6,479	-32,647	7,627
0,47	15°	6,253	0,216	-1,760	0,240
	30°	4,027	0,952	-4,440	1,056
	45°	4,271	2,580	-10,987	2,862
	60°	6,975	6,508	-31,001	7,220
0,48	15°	6,079	0,217	-1,750	0,227
	30°	3,914	0,956	-4,258	1,000
	45°	4,152	2,591	-10,463	2,711
	60°	6,780	6,536	-29,453	6,838
0,49	15°	5,908	0,218	-1,737	0,216
	30°	3,805	0,960	-4,085	0,947
	45°	4,035	2,602	-9,967	2,568
	60°	6,590	6,563	-27,995	6,479
0,50	15°	5,741	0,219	-1,721	0,204
	30°	3,697	0,964	-3,920	0,898
	45°	3,921	2,613	-9,499	2,434
	60°	6,403	6,591	-20,619	6,141
0,51	15°	5,577	0,220	-1,702	0,194
	30°	3,591	0,968	-3,763	0,852
	45°	3,809	2,623	-9,055	2,306
	60°	6,220	6,618	-25,320	5,823

Продолжение таблицы А.2

β_p	β_0	A_{p1}	A_{p2}	B_{p1}	B_{p2}
0,52	15°	5,416	0,221	-1,682	0,184
	30°	3,488	0,972	-3,612	0,808
	45°	3,699	2,634	-8,635	2,190
	60°	6,041	6,645	-24,091	5,524
0,53	15°	5,258	0,222	-1,659	0,174
	30°	3,386	0,976	-3,468	0,766
	45°	3,591	2,645	-8,236	2,077
	60°	5,865	6,672	-22,927	5,241
0,54	15°	5,103	0,223	-1,634	0,165
	30°	3,286	0,979	-3,330	0,727
	45°	3,486	2,655	-7,856	1,971
	60°	5,692	6,698	-21,824	4,973
0,55	15°	4,951	0,224	-1,608	0,157
	30°	3,188	0,983	-3,197	0,690
	45°	3,382	2,665	-7,496	1,871
	60°	5,523	6,724	-20,778	4,720
0,56	15°	4,802	0,225	-1,581	0,149
	30°	3,092	0,987	-3,070	0,655
	45°	3,290	2,676	-7,152	1,776
	60°	5,356	6,750	-19,784	4,481
0,57	15°	4,656	0,225	-1,552	0,141
	30°	2,998	0,991	-2,947	0,622
	45°	3,180	2,686	-6,825	1,686
	60°	5,193	6,776	-18,839	4,254
0,58	15°	4,512	0,226	-1,522	0,134
	30°	2,905	0,995	-2,829	0,591
	45°	3,081	2,696	-6,512	1,601
	60°	5,032	6,801	-17,939	4,038
0,59	15°	4,370	0,227	-1,491	0,128
	30°	2,814	0,998	-2,716	0,561
	45°	2,985	2,706	-6,214	1,520
	60°	4,874	6,826	-17,082	3,834
0,60	15°	4,231	0,228	-1,459	0,121
	30°	2,724	1,002	-2,606	0,532
	45°	2,890	2,716	-5,929	1,443
	60°	4,719	6,851	-16,264	3,639
0,61	15°	4,094	0,229	-1,426	0,115
	30°	2,636	1,006	-2,500	0,505
	45°	2,796	2,726	-5,656	1,369
	60°	4,566	6,876	-15,484	3,454
0,62	15°	3,959	0,230	-1,393	0,109
	30°	2,550	1,009	-2,398	0,479
	45°	2,704	2,736	-5,394	1,300
	60°	4,416	6,901	-14,739	3,278
0,63	15°	3,827	0,230	-1,359	0,103
	30°	2,464	1,013	-2,299	0,455
	45°	2,614	2,745	-5,144	1,233
	60°	4,268	6,925	-14,026	3,111

Продолжение таблицы А.2

β_p	β_0	A_{p1}	A_{p2}	B_{p1}	B_{p2}
0,64	15°	3,696	0,231	-1,324	0,098
	30°	2,380	1,016	-2,204	0,431
	45°	2,525	2,755	-4,903	1,170
	60°	4,123	6,950	-13,344	2,951
0,65	15°	3,568	0,232	-1,289	0,093
	30°	2,298	1,020	-2,111	0,409
	45°	2,437	2,764	-4,672	1,109
	60°	3,979	6,974	-12,691	2,798
0,66	15°	3,441	0,233	-1,253	0,088
	30°	2,216	1,023	-2,021	0,388
	45°	2,351	2,774	-4,451	1,051
	60°	3,838	6,997	-12,065	2,652
0,67	15°	3,317	0,234	-1,217	0,084
	30°	2,136	1,027	-1,935	0,367
	45°	2,265	2,783	-4,237	0,996
	60°	3,699	7,021	-11,465	2,513
0,68	15°	3,194	0,234	-1,181	0,079
	30°	2,057	1,030	-1,850	0,348
	45°	2,182	2,792	-4,032	0,943
	60°	3,563	7,045	-10,889	2,380
0,69	15°	3,073	0,235	-1,144	0,075
	30°	1,979	1,034	-1,768	0,329
	45°	2,099	2,802	-3,834	0,893
	60°	3,428	7,068	-10,336	2,253
0,70	15°	2,954	0,236	-1,107	0,071
	30°	1,902	1,037	-1,689	0,312
	45°	2,018	2,811	-3,644	0,845
	60°	3,295	7,091	-9,804	2,131
0,71	15°	2,837	0,237	-1,070	0,067
	30°	1,827	1,040	-1,611	0,294
	45°	1,937	2,820	-3,460	0,798
	60°	3,164	7,114	-9,293	2,014
0,72	15°	2,721	0,237	-1,033	0,063
	30°	1,752	1,044	-1,536	0,278
	45°	1,858	2,829	-3,283	0,754
	60°	3,035	7,137	-8,801	1,902
0,73	15°	2,606	0,238	-0,995	0,060
	30°	1,678	1,047	-1,463	0,262
	45°	1,780	2,838	-3,112	0,711
	60°	2,907	7,160	-8,327	1,794
0,74	15°	2,494	0,239	-0,958	0,056
	30°	1,606	1,050	-1,391	0,247
	45°	1,703	2,847	-2,946	0,670
	60°	2,782	7,182	-7,870	1,691
0,75	15°	2,383	0,240	-0,920	0,053
	30°	1,534	1,054	-1,322	0,233
	45°	1,627	2,856	-2,786	0,631
	60°	2,658	7,204	-7,430	1,592

окончание таблицы А.2

β_p	β_0	A_{p1}	A_{p2}	B_{p1}	B_{p2}
0,76	15°	2,273	0,240	-0,882	0,050
	30°	1,464	1,057	-1,254	0,219
	45°	1,552	2,865	-2,632	0,593
	60°	2,535	7,227	-7,005	1,497
0,77	15°	2,165	0,241	-0,845	0,047
	30°	1,394	1,060	-1,188	0,206
	45°	1,479	2,873	-2,482	0,557
	60°	2,414	7,249	-6,595	1,406
0,78	15°	2,058	0,242	-0,807	0,044
	30°	1,325	1,063	-1,123	0,193
	45°	1,406	2,882	-2,337	0,522
	60°	2,295	7,271	-6,199	1,318
0,79	15°	1,952	0,243	-0,769	0,041
	30°	1,257	1,066	-1,060	0,180
	45°	1,333	2,891	-2,197	0,489
	60°	2,178	7,292	-5,817	1,233
0,80	15°	1,848	0,243	-0,732	0,038
	30°	1,190	1,070	-0,998	0,168
	45°	1,262	2,899	-2,060	0,456
	60°	2,061	7,314	-5,447	1,151
0,81	15°	1,745	0,244	-0,694	0,036
	30°	1,124	1,073	-0,938	0,157
	45°	1,192	2,908	-1,928	0,425
	60°	1,947	7,336	-5,090	1,073
0,82	15°	1,644	0,245	-0,656	0,033
	30°	1,058	1,076	-0,879	0,146
	45°	1,123	2,916	-1,800	0,395
	60°	1,833	7,357	-4,743	0,997
0,83	15°	1,543	0,245	-0,619	0,031
	30°	0,994	1,079	-0,822	0,135
	45°	1,054	2,925	-1,676	0,366
	60°	1,721	7,378	-4,408	0,924
0,84	15°	1,444	0,246	-0,581	0,028
	30°	0,930	1,082	-0,766	0,125
	45°	0,986	2,933	-1,555	0,339
	60°	1,611	7,399	-4,084	0,854
0,85	15°	1,346	0,247	-0,544	0,026
	30°	0,867	1,085	-0,710	0,115
	45°	0,919	2,941	-1,437	0,312
	60°	1,501	7,420	-3,769	0,786

Приложение Б
(обязательное)

Коэффициенты влияния перфорации на параметры трубной решетки

Б.1 Коэффициент ослабления трубной решетки при расчете кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками и компенсатором на кожухе вычисляют по формуле

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_0}{t_p}. \quad (\text{Б.1})$$

Б.2 Эффективный коэффициент ослабления φ_E при расчете кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с плавающей головкой, U-образными трубами и аппаратов воздушного охлаждения вычисляют по формуле

$$\varphi_E = 1 - \frac{d_E}{t_p}, \quad (\text{Б.2})$$

где $d_E = d_0 - 2s_T$ — для решеток с трубами, закрепленными на всю толщину решетки;

$d_E = d_0 - s_T$ — для решеток с трубами, закрепленными в части толщины решетки;

$d_E = d_0$ — для стальных решеток с трубами из цветных металлов;

$d_E = d_{np}$ — для перфорированной задней стенки аппаратов воздушного охлаждения.

Б.3 Коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0 в зависимости от η_T приведен в таблице Б.1.

Т а б л и ц а Б.1 — Коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0

η_T	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
ψ_0	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

Приложение В
(обязательное)

Определение коэффициентов системы кожух — решетка, обечайка — фланец камеры
и коэффициента жесткости фланцевого соединения при изгибе

Коэффициенты системы кожух — решетка, обечайка — фланец камеры и коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе вычисляют по формулам:

$$\beta_1 = \frac{1,3}{\sqrt{as_1}}, \quad (\text{B.1})$$

$$\beta_2 = \frac{1,3}{\sqrt{as_2}}, \quad (\text{B.2})$$

$$K_1 = \frac{\beta_1 a E_k s_1^3}{5,5 R_1}, \quad (\text{B.3})$$

$$K_2 = \frac{\beta_2 a E_D s_2^3}{5,5 R_2}, \quad (\text{B.4})$$

$$K_{\Phi 1} = \frac{E_1 h_1^3 B_1}{12 R_1^2} + K_1 \left(1 + \frac{\beta_1 h_1}{2} \right), \quad (\text{B.5})$$

$$K_{\Phi 2} = \frac{E_2 h_2^3 B_2}{12 R_2^2} + K_2 \left(1 + \frac{\beta_2 h_2}{2} \right), \quad (\text{B.6})$$

$$K_{\Phi} = K_{\Phi 1} + K_{\Phi 2}. \quad (\text{B.7})$$

Приложение Г
(обязательное)

Коэффициенты T_1, T_2, T_3, A и B , используемые в формулах для определения сил и моментов в элементах кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

Коэффициенты T_1, T_2, T_3 в зависимости от ω и m_n приведены в таблице Г.1, коэффициент A в зависимости от ω и m_A — в таблице Г.2, коэффициент B в зависимости от ω и n_B — в таблице Г.3

Таблица Г.1 — Коэффициенты T_1, T_2, T_3

m_n	ω														
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
T_1															
1,0	2,00	2,00	2,06	2,28	2,79	3,58	4,50	5,39	6,19	7,65	9,08	10,5	11,9	13,4	14,8
1,1	2,20	2,35	2,59	3,07	4,02	5,51	7,39	9,44	11,6	16,2	21,6	28,1	35,6	44,3	54,3
1,2	2,40	2,73	3,21	4,04	5,61	8,14	11,5	15,5	19,8	30,2	43,4	60,0	80,4	105	134
1,3	2,60	3,14	3,92	5,22	7,64	11,6	17,1	23,9	31,6	50,8	76,3	109	151	202	263
1,4	2,80	3,59	4,74	6,65	10,2	16,0	24,4	35,0	47,5	79,2	122	179	251	341	450
1,5	3,00	4,07	5,67	8,35	13,3	21,6	33,7	49,3	68,0	116	183	273	387	529	703
T_2															
1,0	0,00	0,02	0,19	0,62	1,32	2,16	2,94	3,59	4,13	5,13	6,13	7,17	8,19	9,20	10,2
1,1	0,00	0,02	0,22	0,75	1,69	2,92	4,18	5,36	6,46	8,75	11,3	14,2	17,4	20,9	24,6
1,2	0,00	0,02	0,24	0,88	2,06	3,68	5,43	7,13	8,79	12,4	16,6	21,3	26,7	32,5	39,0
1,3	0,00	0,02	0,27	1,01	2,44	4,44	6,67	8,90	11,1	16,0	21,8	28,4	35,9	44,2	53,4
1,4	0,00	0,03	0,30	1,14	2,81	5,21	7,91	10,7	13,4	19,6	27,0	35,5	45,1	55,9	67,8
1,5	0,00	0,03	0,32	1,28	3,18	5,97	9,16	12,4	15,8	23,2	32,2	42,5	54,4	67,6	82,2
T_3															
1,0	0,00	0,19	0,76	1,65	2,75	3,76	4,65	5,36	6,03	7,38	8,81	10,2	11,7	13,1	14,5
1,1	0,00	0,21	0,84	1,81	3,02	4,14	5,11	5,90	6,63	8,12	9,69	11,3	12,8	14,4	15,9
1,2	0,00	0,23	0,91	1,98	3,30	4,51	5,58	6,43	7,24	8,86	10,6	12,3	14,0	15,7	17,4
1,3	0,00	0,25	0,99	2,14	3,57	4,89	6,04	6,97	7,84	9,59	11,4	13,3	15,2	17,0	18,8
1,4	0,00	0,27	1,06	2,31	3,85	5,26	6,51	7,50	8,44	10,3	12,3	14,3	16,3	18,3	20,3
1,5	0,00	0,28	1,14	2,47	4,12	5,64	6,97	8,04	9,04	11,1	13,2	15,4	17,5	19,6	21,7

а б л и ц а Г.2 — Коэффициент А

m_A	ω							
	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	≥ 10
-1,0	0,726	0,754	0,783	0,813	0,858	0,878	0,885	0,898
-0,9	0,656	0,683	0,712	0,740	0,781	0,797	0,802	0,811
-0,8	0,586	0,613	0,641	0,668	0,705	0,716	0,720	0,724
-0,7	0,516	0,543	0,570	0,596	0,628	0,636	0,637	0,637
-0,6	0,446	0,473	0,500	0,524	0,551	0,555	0,554	0,550
-0,5	0,376	0,403	0,429	0,451	0,474	0,474	0,471	0,463
-0,4	0,306	0,333	0,358	0,379	0,397	0,393	0,388	0,376
-0,3	0,236	0,262	0,287	0,307	0,320	0,313	0,305	0,289
-0,2	0,166	0,192	0,274	0,355	0,305	0,273	0,289	0,308
-0,1	0,096	0,216	0,338	0,408	0,337	0,319	0,338	0,359
0	0,144	0,284	0,402	0,461	0,376	0,370	0,392	0,414
0,1	0,214	0,353	0,466	0,514	0,420	0,426	0,450	0,474
0,2	0,284	0,422	0,530	0,567	0,470	0,485	0,511	0,537
0,3	0,354	0,491	0,593	0,620	0,523	0,546	0,575	0,603
0,4	0,424	0,559	0,657	0,672	0,580	0,610	0,641	0,671
0,5	0,494	0,628	0,721	0,725	0,639	0,677	0,709	0,742
0,6	0,564	0,697	0,785	0,778	0,701	0,745	0,779	0,814
0,7	0,634	0,766	0,849	0,831	0,765	0,814	0,851	0,888
0,8	0,704	0,834	0,913	0,884	0,830	0,885	0,923	0,963
0,9	0,773	0,903	0,977	0,937	0,896	0,956	0,997	1,040
1,0	0,843	0,972	1,041	0,991	0,964	1,030	1,071	1,117

а б л и ц а Г.3 — Коэффициент В

n_B	ω							
	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	≥ 10
1,0	0,843	0,972	1,041	0,991	0,964	1,029	1,071	1,117
0,9	0,829	0,943	1,000	0,949	0,940	1,000	1,040	1,083
0,8	0,815	0,914	0,960	0,908	0,910	0,971	1,009	1,051
0,7	0,800	0,886	0,920	0,871	0,884	0,944	0,979	1,020
0,6	0,786	0,858	0,880	0,836	0,860	0,918	0,951	0,990
0,5	0,771	0,829	0,840	0,804	0,839	0,894	0,925	0,963
0,4	0,757	0,801	0,799	0,777	0,819	0,871	0,900	0,938
0,3	0,742	0,773	0,761	0,754	0,802	0,852	0,878	0,915
0,2	0,728	0,744	0,732	0,737	0,789	0,835	0,860	0,896
0,1	0,714	0,716	0,714	0,727	0,780	0,823	0,846	0,882
0	0,700	0,702	0,709	0,725	0,776	0,816	0,837	0,874
-0,1	0,703	0,707	0,716	0,732	0,778	0,815	0,835	0,873
-0,2	0,705	0,712	0,723	0,741	0,787	0,821	0,841	0,876
-0,3	0,708	0,717	0,730	0,750	0,796	0,828	0,846	0,879
-0,4	0,711	0,722	0,738	0,759	0,805	0,835	0,852	0,882
-0,5	0,713	0,728	0,745	0,768	0,814	0,842	0,857	0,884
-0,6	0,716	0,733	0,753	0,777	0,823	0,850	0,863	0,887
-0,7	0,718	0,738	0,760	0,786	0,832	0,857	0,869	0,890
-0,8	0,721	0,743	0,768	0,795	0,841	0,864	0,874	0,893
-0,9	0,723	0,748	0,775	0,804	0,849	0,871	0,880	0,895
-1,0	0,726	0,754	0,783	0,813	0,858	0,878	0,885	0,898

Приложение Д
(обязательное)

Определение допускаемой амплитуды условных упругих напряжений
при работе материала в условиях ползучести

При температуре рассчитываемых элементов теплообменных аппаратов из низколегированных и коррозионно-стойких хромистых сталей от 420 °С до 500 °С допускается определять $[\sigma_A]$ по графику, приведенному на рисунке Д.1.

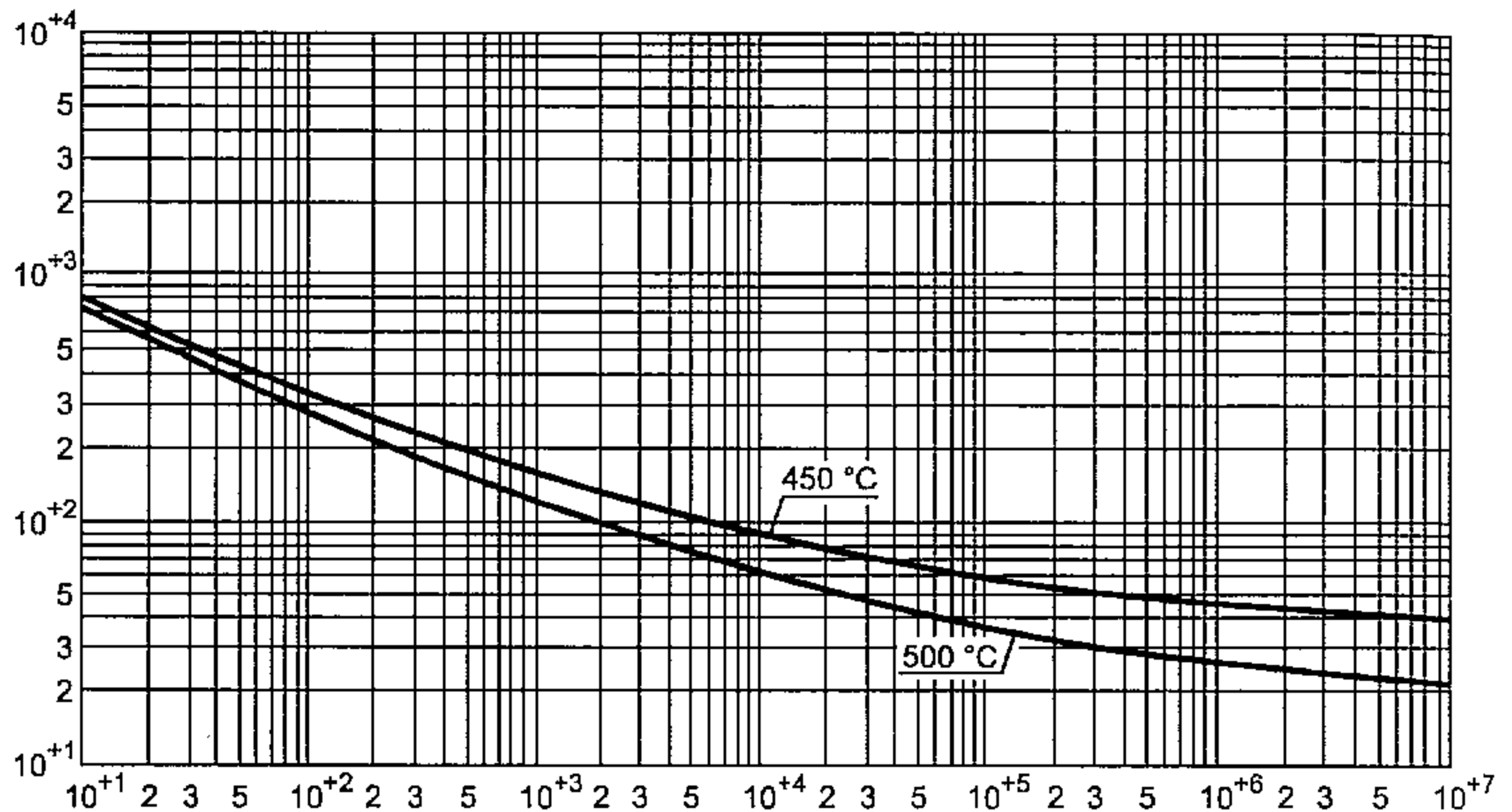


Рисунок Д.1 — Расчетные кривые усталости для низколегированных и коррозионно-стойких хромистых сталей при длительности нагружения $2 \cdot 10^5$ ч

При температурах рассчитываемых элементов из аустенитных сталей от 525 °С до 600 °С допускается определять $[\sigma_A]$ по графику, приведенному на рисунке Д.2.

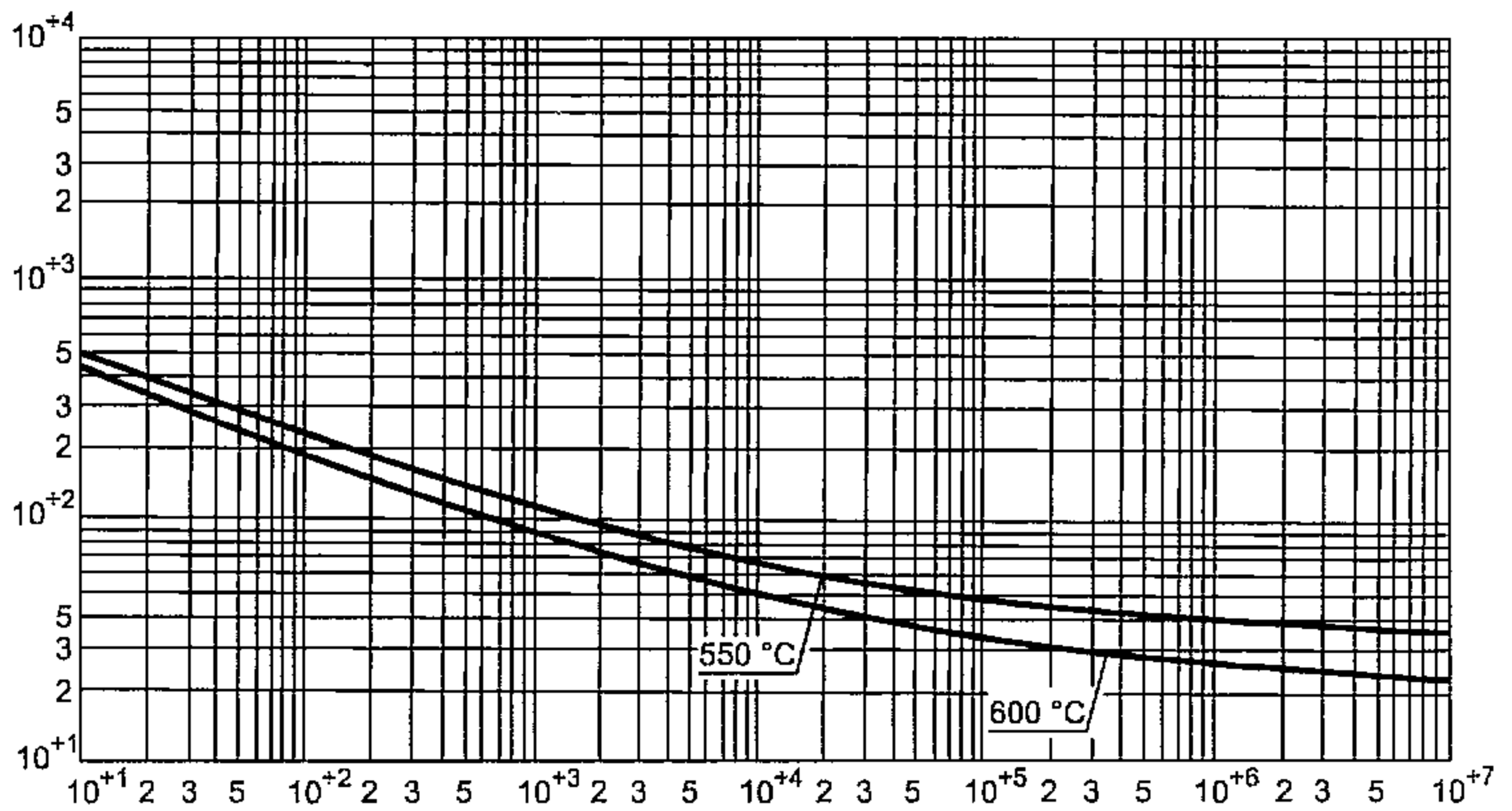


Рисунок Д.2 — Расчетные кривые усталости коррозионно-стойких сталей аустенитного класса при длительности нагружения $2 \cdot 10^5$ ч

Если температура рассматриваемых элементов из углеродистых сталей превышает 380 °С, из низколегированных коррозионно-стойких хромистых сталей — 500 °С и из аустенитных сталей — 600 °С, следует при выполнении расчета элементов теплообменных аппаратов на малоцикловую усталость принимать:

$$[\sigma_A] = 0,65 [\sigma], \quad (\text{Д.1})$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение по ГОСТ Р 52857.2 для рассчитываемого элемента при расчетной температуре.

Приложение Е (справочное)

Допускаемая нагрузка на вальцовочное соединение трубы с решеткой

При отсутствии более точных данных допускается вычислять допускаемую нагрузку на вальцовочное соединение трубы с решеткой по формулам:

- для гладкозавальцованных труб:

$$[N]_{\text{тр}} = 0,5\pi s_T (d_T - s_T) \min \left\{ \frac{l_B}{d_T}; 1,6 \right\} \min \{ [\sigma]_T; [\sigma]_P \}; \quad (\text{Е.1})$$

- для труб, завальцованных в пазы при наличии одного паза:

$$[N]_{\text{тр}} = 0,6\pi s_T (d_T - s_T) \min \{ [\sigma]_T; [\sigma]_P \}, \quad (\text{Е.2})$$

но не менее, чем для такого же соединения гладкозавальцованных труб;

- для труб, завальцованных в пазы с двумя или более пазами:

$$[N]_{\text{тр}} = 0,8\pi s_T (d_T - s_T) \min \{ [\sigma]_T; [\sigma]_P \}. \quad (\text{Е.3})$$

**Приложение Ж
(обязательное)**

**Определение вспомогательных величин
для расчета аппаратов воздушного охлаждения**

Ж.1 Геометрические характеристики решетки

Ж.1.1 Расчетный поперечный размер решетки вычисляют по формулам:
- для камер разъемной конструкции (см. рисунки 15—18):

$$B_p = B_2 - b_0; \quad (\text{Ж.1})$$

- для камер неразъемной конструкции без перегородок (см. рисунки 20—22):

$$B_p = B_0; \quad (\text{Ж.2})$$

- для камер неразъемной конструкции с перегородками (см. рисунки 23—24):

$$B_p = \max \{b_j\}. \quad (\text{Ж.3})$$

Ж.1.2 Расчетный размер решетки в продольном направлении вычисляют по формулам:

- для камер разъемной конструкции (см. рисунки 15—18):

$$L_p = L_2 - b_0; \quad (\text{Ж.4})$$

- для камер неразъемной конструкции без перегородок (см. рисунки 20—24):

$$L_p = L_0. \quad (\text{Ж.5})$$

Ж.1.3 Расчетную ширину перфорированной зоны решетки вычисляют по формуле

$$B_T = \min \{zt_2; B_p\}, \quad (\text{Ж.6})$$

где t_2 — см. рисунки Ж.1 и Ж.2.

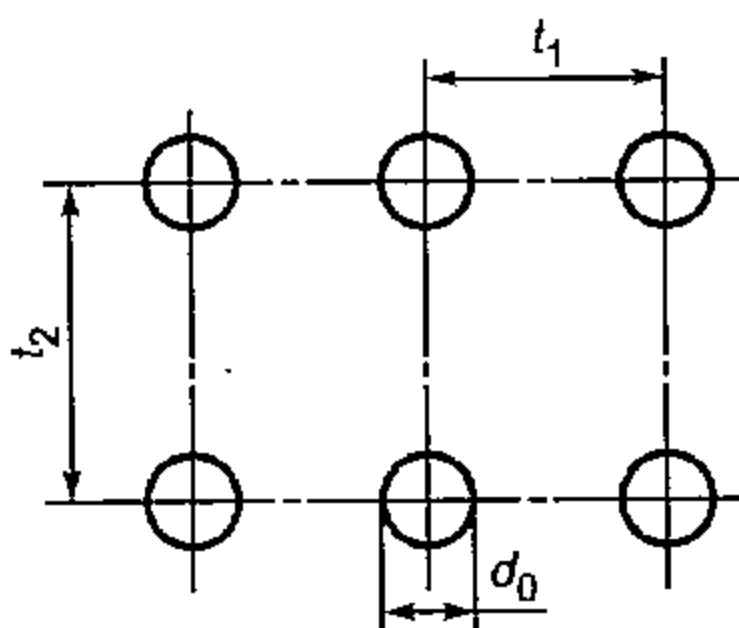


Рисунок Ж.1 — Расположение отверстий по вершинам прямоугольников

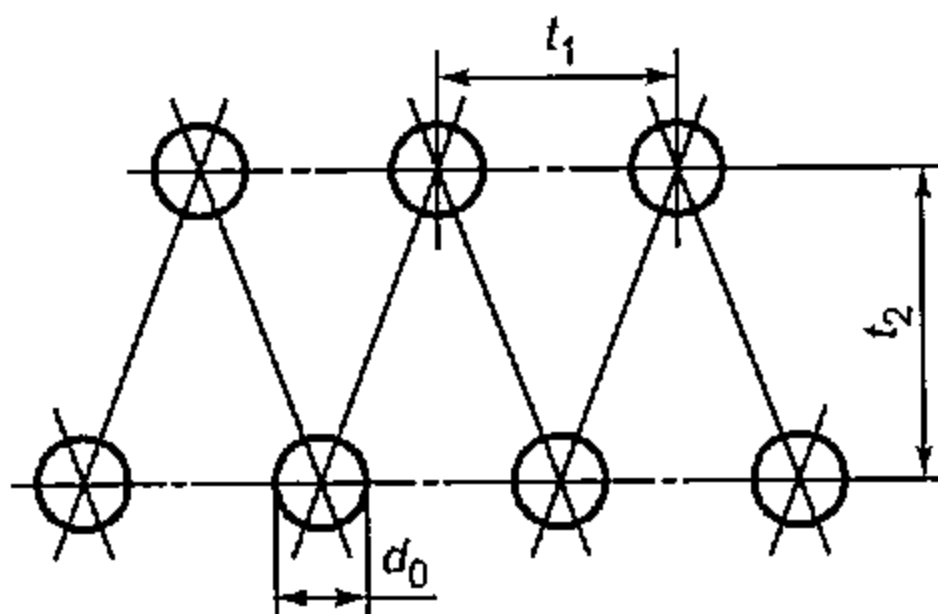


Рисунок Ж.2 — Расположение отверстий по вершинам треугольников

Ж.1.4 Относительную ширину беструбного края вычисляют по формуле

$$\lambda_p = \frac{B_p - B_T}{B_T}. \quad (\text{Ж.7})$$

Ж.2 Вспомогательные коэффициенты вычисляют по формулам:

$$v = \frac{\pi(d_T - s_T)s_T}{t_1 t_2}, \quad (\text{Ж.8})$$

$$\eta = 1 - \frac{\pi}{4} \frac{(d_T - 2s_T)^2}{t_1 t_2}, \quad (\text{Ж.9})$$

где t_1 — см. рисунки Ж.1 и Ж.2.

Ж.3 Допускаемая нагрузка на единицу площади сечения трубного пучка

Ж.3.1 Допускаемую нагрузку из условия прочности труб вычисляют по формуле:

$$[q] = v \left(1 - \frac{d_T - s_T}{2s_T} \frac{P}{[\sigma]_T} \right) [\sigma]_T. \quad (\text{Ж.10})$$

Ж.3.2 Допускаемую нагрузку из условия прочности крепления трубы в решетке вычисляют по формулам:

- для развальцовки:

$$[q]_s = [q]_{s1} = \frac{[N]_{\text{тр}}}{t_1 t_2}; \quad (\text{Ж.11})$$

- для приварки:

$$[q]_s = [q]_{s2} = \frac{\varphi_c \min\{[\sigma]_T; [\sigma]_p\} \pi d_T^2 \delta}{t_1 t_2}; \quad (\text{Ж.12})$$

- для развальцовки с обваркой:

$$[q]_s = \max\{[q]_{s2} + 0,6[q]_{s1}; [q]_{s1}\}. \quad (\text{Ж.13})$$

где φ_c — коэффициент прочности шва приварки трубы к решетке, определяемый по 5.2.7.5.

Ж.4 Плечи изгибающих моментов в камерах (см. рисунки 15—18) вычисляют по формулам:

$$l_1 = 0,5 (B_3 - B_p). \quad (\text{Ж.14})$$

$$l_2 = 0,5 (B_3 - B_2). \quad (\text{Ж.15})$$

Приложение И
(обязательное)

Коэффициенты податливости элементов аппаратов воздушного охлаждения

И.1 Угловые податливости крышки от действия внутреннего давления и от действия болтового изгибающего момента вычисляются по формулам:

- от действия внутреннего давления:

$$y_{\text{к}}^{\text{р}} = 10,9 \frac{B_0^3}{E s_{4A}^3} \left\{ \left[\varphi_1 + (\varphi_2 - \varphi_3) \left(\frac{s_{4A}}{s_{5A}} \right)^3 \right] \lambda_1 + \frac{1}{8} \left[\varphi_4 + (\varphi_5 - \varphi_6) \left(\frac{s_{4A}}{s_{5A}} \right)^3 \right] \Psi_{\text{кр}} \lambda_2 \right\}; \quad (\text{И.1})$$

- от действия болтового изгибающего момента:

$$y_{\text{к}}^{\text{М}} = 10,9 \frac{B_0}{2 E_{\text{к}} s_{4A}^3 (L_{\text{р}} + B_{\text{р}})} \left[\varphi_4 + (\varphi_5 - \varphi_6) \left(\frac{s_{4A}}{s_{5A}} \right)^3 \right] \lambda_2, \quad (\text{И.2})$$

где коэффициенты $\varphi_1 - \varphi_6$ вычисляются по формулам:

$$\varphi_1 = 1 + 0,85 \frac{R^2}{B_0^2} - 12,55 \frac{R^3}{B_0^3} + 13,70 \frac{H}{B_0} \frac{R^2}{B_0^2}, \quad (\text{И.3})$$

$$\varphi_2 = 8 \frac{H^3}{B_0^3} - 12 \frac{H}{B_0} \frac{R^2}{B_0^2} + 4 \frac{R^3}{B_0^3}, \quad (\text{И.4})$$

$$\varphi_3 = 12 \frac{H^2}{B_0^2} \frac{s_{6A}}{B_0} - 4 \frac{s_{6A}^3}{B_0^3}, \quad (\text{И.5})$$

$$\varphi_4 = 1 - 1,14 \frac{R}{B_0}, \quad (\text{И.6})$$

$$\varphi_5 = 2 \frac{H}{B_0} - 2 \frac{R}{B_0}, \quad (\text{И.7})$$

$$\varphi_6 = 2 \frac{s_{6A}}{B_0}. \quad (\text{И.8})$$

В формулах (И.3), (И.4), (И.6), (И.7) для крышек по рисунку 15 следует подставлять $\frac{R}{B_0} = 0$.

λ_1 — коэффициент, определяемый в зависимости от L_0 / B_0 и $\eta_{\text{к}}$ по графику, приведенному на рисунке И.1,
 λ_2 — коэффициент, определяемый в зависимости от L_0 / B_0 и $\eta_{\text{к}}$ по графику, приведенному на рисунке И.2,

$$\text{где } \eta_{\text{к}} = 4,4 \frac{s_{4A}}{L_0} \left[\left(\frac{B_4 - B_0}{2 s_{6A}} - 0,63 \right) \left(\frac{s_{6A}}{s_{4A}} \right)^4 + \left(\frac{H + s_{5A} - s_{6A}}{s_{4A}} - 0,63 \right) \left(\frac{s_{5A}}{s_{4A}} \right)^4 \right]. \quad (\text{И.9})$$

$\Psi_{\text{кр}}$ — коэффициент, вычисляемый по формуле (106).

И.2 Угловые податливости решетки от действия внутреннего давления и болтового изгибающего момента вычисляются по формулам

- от действия внутреннего давления:

$$y_{\text{р}}^{\text{р}} = 0,23 \frac{B_{\text{Т}}^3}{E_{\text{р}} s_{1A}^3} \left[\lambda_{\text{р}} (2 \Psi_{\text{р}} + \lambda_{\text{р}}) \left(\frac{s_{1A}}{s_{3A}} \right)^3 + 1,7 (\Psi_{\text{р}} \alpha_1 + 4 \alpha_2) \right]; \quad (\text{И.10})$$

- от действия болтового изгибающего момента:

$$y_p^M = 2,7 \frac{B_T}{2E_p s_{1A}^3 (L_p + B_p)} \left[2\lambda_p \left(\frac{s_{1A}}{s_{3A}} \right)^3 + 1,1\alpha_1 \right], \quad (\text{И.11})$$

где α_1 — коэффициент, определяемый в зависимости от ω по графику, приведенному на рисунке И.3,
 α_2 — коэффициент, определяемый в зависимости от ω по графику, приведенному на рисунке И.4.

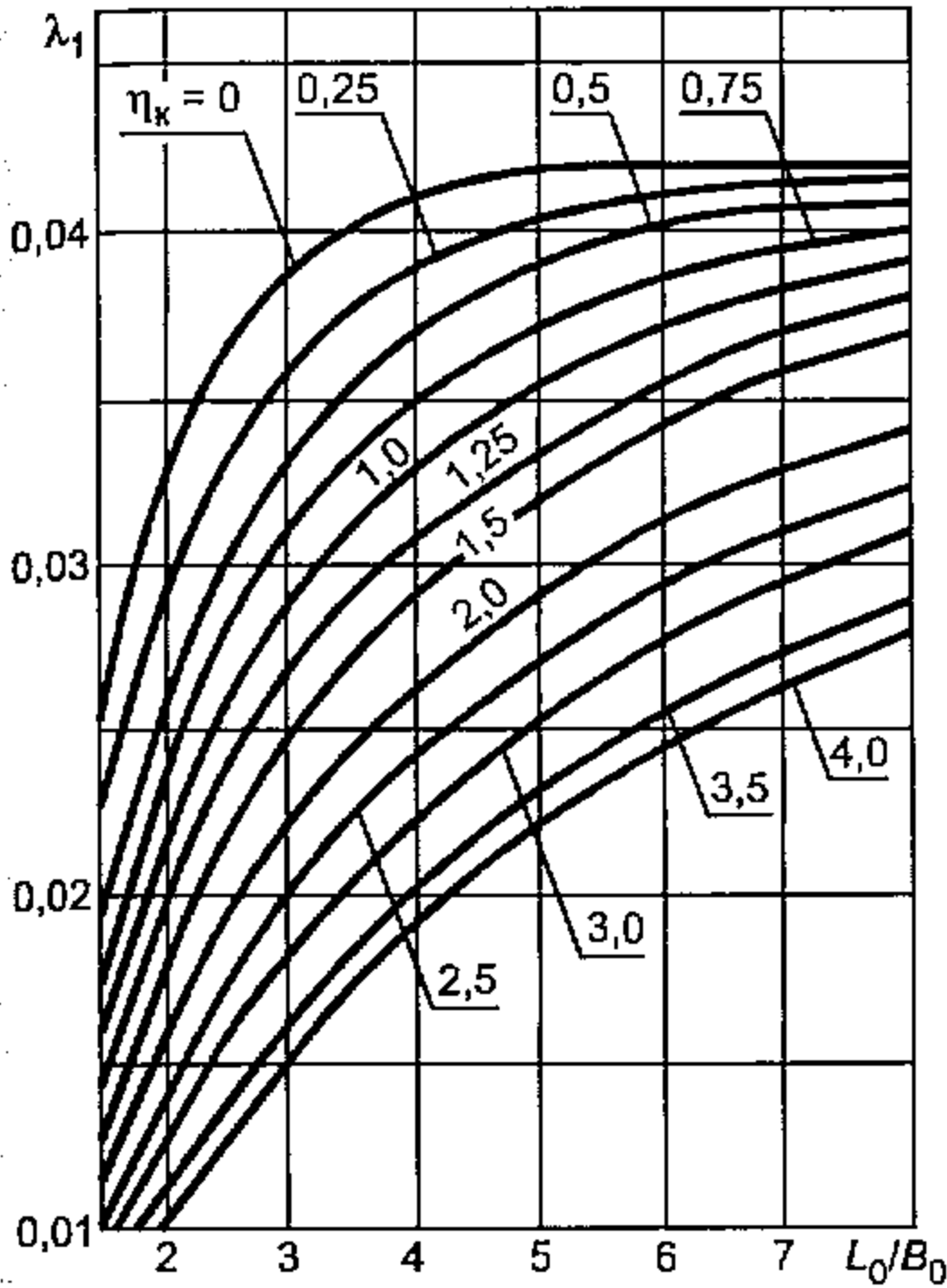


Рисунок И.1 — График коэффициента λ_1

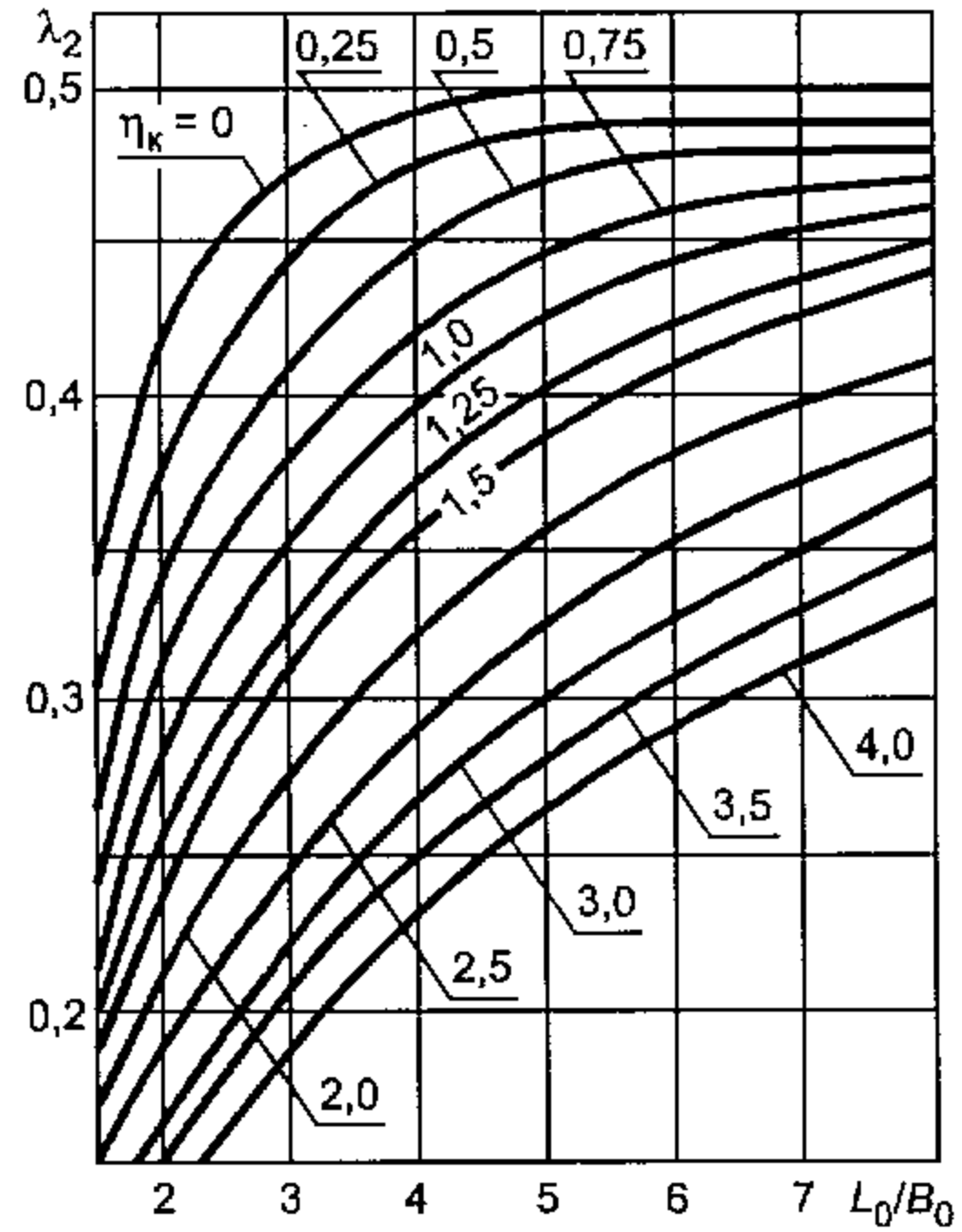


Рисунок И.2 — График коэффициента λ_2

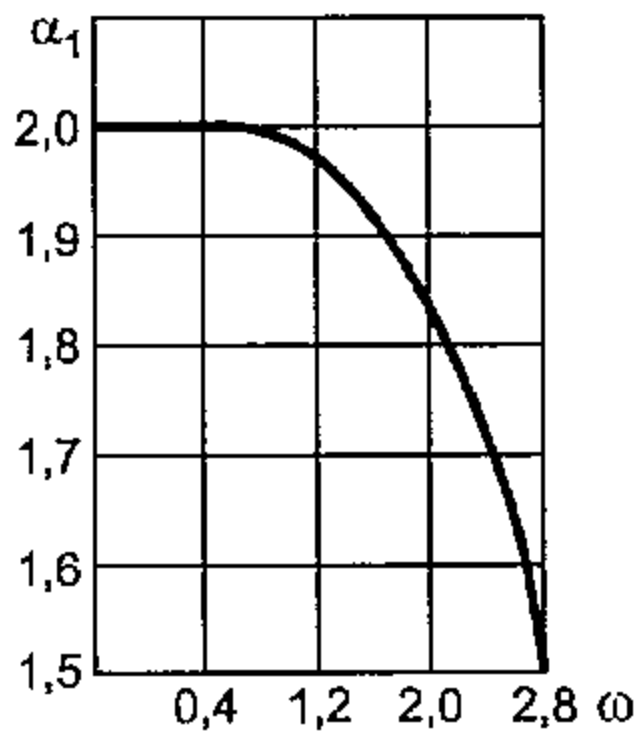


Рисунок И.3 — График коэффициента α_1

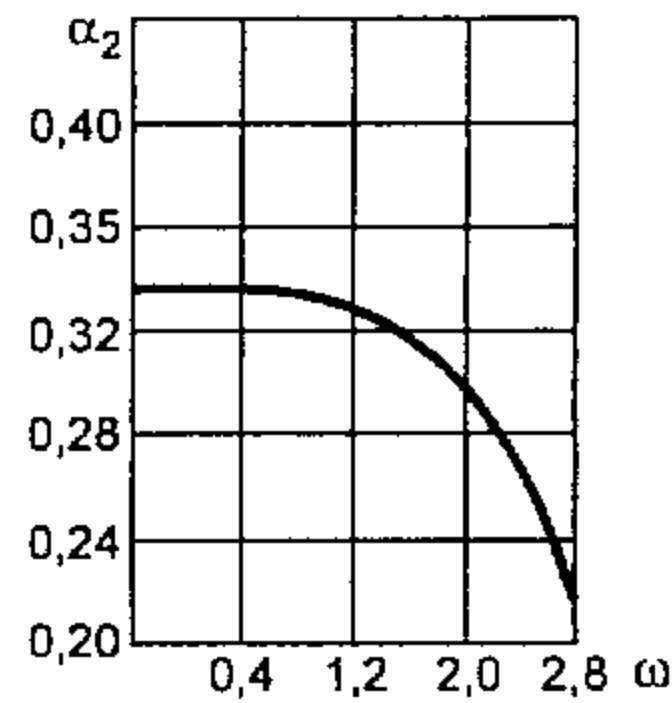


Рисунок И.4 — График коэффициента α_2

λ_p , ψ_p , ω — коэффициенты, вычисляемые по формулам (Ж.5), (95) и (103).

И.3 Линейную податливость шпилек (болтов) y_b определяют по ГОСТ Р 52857.4.

И.4 Линейную податливость прокладки вычисляют по формуле

$$y_n = \frac{h_n}{2E_n(L_p + B_p)b_n}. \quad (\text{И.12})$$

И.5 Коэффициент податливости фланцевого соединения крышки и решетки вычисляют по формуле

$$\eta_p = \frac{y_b + (y_k^M + y_p^M)l_1^2 + \frac{y_k^p + y_p^p}{L_p B_p} l_1}{y_b + y_n + (y_k^M + y_p^M)l_1^2}. \quad (\text{И.13})$$

Расчетные зависимости для определения величин,
приведенных в таблицах и на графиках

$$\Psi_0 = \eta_T^{7/3};$$

$$\Phi_1 = \frac{\omega}{T_\Phi} \left[\text{ber}^2 \omega + \text{bei}^2 \omega + \frac{0,7}{\omega} (\text{ber}' \omega \text{bei} \omega - \text{bei}' \omega \text{ber} \omega) \right];$$

$$\Phi_2 = \frac{\omega}{T_\Phi} (\text{ber} \omega \text{ber}' \omega + \text{bei} \omega \text{bei}' \omega);$$

$$\Phi_3 = \frac{\omega}{T_\Phi} (\text{ber}''^2 \omega + \text{bei}''^2 \omega);$$

$$A = \frac{0,91}{T_\Phi} \left\{ f_1(\omega) \text{bei}'' x - f_2(\omega) \text{ber}'' x + m_A (\text{ber}' \omega \text{ber}'' x + \text{bei}' \omega \text{bei}'' x) \right\};$$

$$B = \frac{0,91}{T_\Phi} \left\{ n_B [f_1(\omega) \text{bei}'' x - f_2(\omega) \text{ber}'' x] + \text{ber}' \omega \text{ber}'' x + \text{bei}' \omega \text{bei}'' x \right\},$$

где $T_\Phi = -f_2(\omega) \text{bei}' \omega - f_1(\omega) \text{ber}' \omega$;

$$f_1(\omega) = \frac{0,7}{\omega} \text{ber}' \omega + \text{bei} \omega;$$

$$f_2(\omega) = \frac{0,7}{\omega} \text{bei}' \omega - \text{ber} \omega;$$

x — величина, принадлежащая отрезку $x \in [0, \omega]$ при $\omega \leq 3$ или отрезку $x \in [0, (\omega - 3)]$ при $\omega > 3$, выбираемая таким образом, чтобы коэффициент A или B соответственно принимал максимальное значение
 ber'' , bei'' , ber' , bei' , ber , bei — функции Бесселя.

$$\varphi_T = \frac{1}{\sqrt{1+\lambda^4}};$$

$$A_y = \frac{1 - \cos \sqrt{\lambda_y}}{\cos \sqrt{\lambda_y}};$$

$$A_p = 9,2 \frac{\beta_p^2 (1 - \beta_p^2)}{(1 - \beta_p^2)^2 - 4\beta_p^2 \ln \beta_p} \quad \text{при } \beta_p \leq 0,9;$$

$$A_p \approx \frac{13,8}{(1 - \beta_p)^3} \left[1 - \frac{5}{2}(1 - \beta_p) + \frac{61}{30}(1 - \beta_p)^2 - \frac{11}{20}(1 - \beta_p)^3 \right] \quad \text{при } \beta_p > 0,9;$$

$$A_{p1} = \frac{2}{\sin \beta_0 \cos^2 \beta_0} \ln \frac{1}{\beta_p};$$

$$A_{p2} = \frac{1,82 \sin^2 \beta_0}{(\cos \beta_0)^2} (1 + \sqrt{\beta_p});$$

$$B_{p1} = \frac{-1,06}{\sin \beta_0 \cos^2 \beta_0} \left[\ln \frac{1}{\beta_p} + \left(\frac{1}{\beta_p^2} - 1 \right) (0,3 \cos^4 \beta_0 + 1,5 \sin^2 \beta_0 - 0,5 \cos^2 \beta_0 + \sin^4 \beta_0) \right];$$

$$B_{p2} = \frac{0,965 \sin^2 \beta_0}{(\cos \beta_0)^{\frac{3}{2}}} \left(\frac{1}{\beta_p^2} - 1 \right);$$

$$z_F = \omega \frac{\operatorname{ch} \omega + \cos \omega}{\operatorname{sh} \omega + \sin \omega};$$

$$z_M = \frac{\omega^2}{4} \frac{\operatorname{sh} \omega - \sin \omega}{\operatorname{sh} \omega + \sin \omega};$$

$$\lambda_1 = 0,0206 \left(\frac{L_0}{B_0} \right)^3 \sum_{m=1,2,3,\dots} \frac{1}{m^3} \left\langle \frac{[\alpha_m - (\alpha_m \operatorname{th} \alpha_m + 1) \operatorname{th} \alpha_m] \times}{\left[\frac{\eta_k [\alpha_m - (\alpha_m \operatorname{th} \alpha_m - 1) \operatorname{th} \alpha_m]}{2 + m \eta_k [\alpha_m - (\alpha_m \operatorname{th} \alpha_m - 1) \operatorname{th} \alpha_m]} - \frac{1}{m} \right]} \right\rangle \sin \frac{\pi m}{2};$$

$$\lambda_2 = 0,406 \frac{L_0}{B_0} \sum_{m=1,3,5,\dots} \frac{[\alpha_m - (\alpha_m \operatorname{th} \alpha_m - 1) \operatorname{th} \alpha_m] \sin \frac{\pi m}{2}}{m^2 \{ 2 + m \eta_k [\alpha_m - (\alpha_m \operatorname{th} \alpha_m - 1) \operatorname{th} \alpha_m] \}},$$

$$\text{где } \alpha_m = \frac{m \pi B_0}{2 L_0};$$

$$\alpha_1 = \frac{Y_2 - Y_2 Y_1 - 4 \cdot Y_4 Y_3}{\omega (Y_2 Y_4 - Y_3^2)};$$

$$\alpha_2 = \frac{Y_1 Y_3 + Y_3 - Y_2^2}{\omega^2 (Y_2 Y_4 - Y_3^2)};$$

$$\text{где } Y_1 = \operatorname{ch} \omega \cos \omega;$$

$$Y_2 = \frac{1}{2} (\operatorname{ch} \omega \sin \omega + \operatorname{sh} \omega \cos \omega);$$

$$Y_3 = \frac{1}{2} \operatorname{sh} \omega \sin \omega;$$

$$Y_4 = \frac{1}{4} (\operatorname{ch} \omega \sin \omega - \operatorname{sh} \omega \cos \omega).$$

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

Г02

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, теплообменники, аппараты воздушного охлаждения, нормы и методы расчета на прочность

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.8—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

Сосуды и аппараты с рубашками

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Обозначения	1
4 Условия применения расчетных формул	4
5 Сосуды с U-образной рубашкой	6
6 Сосуды с цилиндрическими рубашками	12
7 Сосуды, частично охваченные рубашками, сопряженными с корпусом анкерными трубами или отбортовками	15
8 Сосуды со змеевиковыми или регистровыми каналами	18
Приложение А (справочное) Рисунки, поясняющие текст стандарта и расчетные размеры	22

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Сосуды и аппараты с рубашками

Vessels and apparatus.
Norms and methods of strength calculation.
Jacketed vessels and apparatus

Дата введения — 01—04—08

1 Область применения

Настоящий стандарт распространяется на сосуды с U-образной или цилиндрической рубашкой, с рубашкой, сопряженной анкерными трубами или отбортовкой, а также с рубашкой в виде змеевиковых или регистровых каналов для обогрева или охлаждения сосуда, нагруженные избыточным давлением в сосуде или (и) в рубашке, собственной массой и стесненностью температурных деформаций.

Настоящий стандарт применяется совместно с ГОСТ Р 52857.1.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52857.1—2007 Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования

ГОСТ Р 52857.2—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек

ГОСТ Р 52857.6—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

A — коэффициент осевого усилия;

A_k — площадь поперечного сечения канала, мм²;

a — размер сварного шва, мм;

B — коэффициент сопряжения с помощью конуса;

b — наибольший свободный интервал между двумя жесткими элементами для цилиндрической обечайки с кольцами жесткости, мм;

b_0 — ширина кольца, мм;

b_1 — толщина ленты направляющей спирали, мм;

- b_2 — ширина канала, мм;
 c — сумма всех прибавок к расчетным толщинам стенок, мм;
 D_1 — внутренний диаметр сосуда, мм;
 D_2 — внутренний диаметр рубашки, мм;
 D_3 — средний диаметр сосуда ($D_3 = D_1 + s_1$), мм;
 D_4 — средний диаметр рубашки ($D_4 = D_2 + s_2$), мм;
 D_k — наибольший внутренний диаметр компенсатора, мм;
 D_p — расчетный диаметр, мм: для цилиндрической обечайки $D_p = D_1$, для днища $D_p = D_1$;
 d_0 — наружный диаметр отбортовки или анкерной трубы, мм;
 d_1 — диаметр окружности сопряжения рубашки с днищем сосуда, мм; если рубашка присоединена не к днищу, то d_1 принимают равным нулю;
 E_1 — модуль упругости материала сосуда при расчетной температуре, МПа;
 E_2 — модуль упругости материала рубашки или канала при расчетной температуре, МПа;
 e_0 — расстояние от середины стенки рубашки до наружной стороны стенки сосуда, мм;
 e_2 — расстояние от центра тяжести поперечного сечения канала до середины стенки сосуда, мм;
 F — осевое усилие от собственной массы, Н;
 F_k — осевое усилие на компенсатор, Н;
 f_1, f_2, f_3, f_4 — коэффициенты прочности сопряжений при помощи конуса;
 f_5, f_6 — коэффициенты прочности сопряжений анкерными трубами и отбортовками;
 G_1 — собственная масса сосуда и его содержимого, Н;
 G_2 — собственная масса рубашки и ее содержимого, Н;
 H — относительный размер кольца;
 h_0 — исполнительная толщина кольца, мм;
 h_{0p} — расчетная толщина кольца, мм;
 h_1 — ширина ленты направляющей спирали, мм;
 h_2 — высота канала [$h_2 = r_3 (1 - \cos \gamma)$], мм;
 I_k — момент инерции поперечного сечения канала относительно оси, проходящей через центр его тяжести параллельно стенке сосуда, мм⁴;
 K_0, K_1, K_2 — коэффициенты для расчета напряжений в зоне сопряжения с помощью конуса;
 $K_3, K_4, K_5, K_6, K_7, K_8$ — коэффициенты для расчета напряжений в сопряжении анкерными трубами или отбортовкой;
 K_9, K_{10}, K_{11} — коэффициенты для расчета напряжений в каналах;
 L — расчетная длина рубашки, мм;
 l_1, l_2 — расчетные длины цилиндрических обечаек с кольцами жесткости, мм;
 l_3 — длина примыкающего элемента, учитываемая при определении расчетной длины, мм; определяют по ГОСТ Р 52857.2;
 l_e — эффективная длина стенки обечайки, учитываемая при определении эффективного момента инерции кольца или канала, мм;
 l_R — исполнительная длина укрепления стенки рубашки в месте сопряжения с помощью конуса или расстояние от первого кольцевого шва до отбортовки, мм;
 M_0 — относительный момент нагружения;
 M_1, M_2, M_3 — относительные реактивные моменты;
 m — относительный реактивный момент в месте сопряжения анкерными трубами или отбортовками;
 N — число рабочих циклов;
 $[N]_i$ — допускаемое число рабочих циклов рассматриваемого материала при расчетной температуре и размахе напряжений $\Delta\sigma_i$ по 2.6.3 ($i = 0; 1; 2; \dots 6$);
 n_1 — число витков направляющей спирали;
 n_2 — число витков змеевикового канала;
 n_3 — число замыканий змеевикового канала;
 P — относительное давление, МПа;
 p_1 — расчетное давление в сосуде при эксплуатации или испытании, МПа. Если абсолютное давление больше атмосферного (избыточное давление), то $p_1 > 0$; если абсолютное давление меньше атмосферного (вакуум), то $p_1 < 0$;
 p_2 — расчетное давление в рубашке или в канале в состоянии эксплуатации или испытания, МПа;
 $[p_2]$ — допускаемое внутреннее избыточное давление в рубашке или в канале, МПа;

- Q — геометрический параметр кольца;
 R_1 — радиус кривизны в вершине днища сосуда по внутренней поверхности, мм;
 R_2 — радиус кривизны в вершине днища рубашки по внутренней поверхности, мм;
 r_0 — внутренний радиус кривизны отбортовки для конических сопряжений, мм;
 r_1 — внутренний радиус кривизны отбортовки для сопряжений с отбортовкой, мм;
 r_2 — наружный радиус канала, мм;
 r_3 — средний радиус канала ($r_3 = r_2 - 0,5s_2$), мм;
 s_0 — исполнительная толщина стенки анкерной трубы, мм;
 s_{0p} — расчетная толщина стенки анкерной трубы, мм;
 s_1 — исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки сосуда, мм;
 s_{1p} — расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки сосуда, мм;
 s_2 — исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки рубашки и конуса или канала, мм;
 s_{2p} — расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки рубашки и конуса или канала, мм;
 s_3 — исполнительная толщина стенки днища сосуда, мм;
 s_4 — исполнительная толщина стенки днища рубашки, мм;
 s_p — расчетная толщина стенки рубашки, мм; на цилиндрической обечайке $s_p = s_2$, на выпуклом днище $s_p = s_4$;
 T — рабочая температура, °C;
 ΔT_1 — разность между средней температурой стенки сосуда и температурой 20 °C;
 ΔT_2 — разность между средней температурой стенки рубашки или канала и температурой 20 °C;
 t_0 — эффективный шаг анкерных труб или отбортовок, мм;
 t_1, t_2 — расчетный шаг анкерных труб или отбортовок, мм;
 t_p — шаг анкерных труб или отбортовок вдоль оси на цилиндрической обечайке $t_p = (R_1 + R_2) \sin \frac{\delta_D}{2}$, мм;
 t_r — шаг анкерных труб или отбортовок по окружности, мм:
 на цилиндрической обечайке $t_r = 0,5 (D_1 + D_2) \sin \frac{\delta_r}{2}$,
 на днище $t_r = (R_1 + R_2) \sin \frac{\delta_D}{2}$;
 t_l — расстояние вдоль оси от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок, мм;
 t_k — расстояние по окружности от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок
 $[t_k = 0,5 (D_1 + D_2) \sin \frac{\delta_k}{2}]$, мм;
 t_s — шаг направляющей спирали или змеевикового канала, мм;
 V — коэффициент понижения прочности при наличии отверстий в канале в зоне штуцеров;
 W_1 — момент сопротивления сварного шва на единицу его длины между корпусом сосуда и кольцом, мм²;
 W_2 — момент сопротивления сварного шва на единицу его длины между кольцом и рубашкой, мм²;
 X_1, X_2, X_3 — вспомогательные величины;
 α — угол конического сопряжения, ... °;
 α_1 — коэффициент температурного удлинения материала сосуда, 1/°C;
 α_2 — коэффициент температурного удлинения материала рубашки или канала, 1/°C;
 β_{k1}, β_{k2} — эффективные коэффициенты концентрации;
 γ_k — общий эффективный коэффициент концентрации;
 γ — половина центрального угла канала, ... °;
 δ_r — угол шага анкерных труб или отбортовок на цилиндрической обечайке по окружности, ... °;
 δ_D — угол шага анкерных труб или отбортовок на днище, ... °;
 δ_k — угол по окружности от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок, ... °;
 $\Delta \sigma_i$ — размахи напряжений ($i = 0; 1; 2; \dots 6$), МПа;
 ϵ_p — относительное продольное удлинение в рубашке;
 $[\epsilon_p]$ — допускаемое относительное продольное удлинение в рубашке;
 ϵ_r — разность температурных относительных удлинений;
 ϵ — коэффициент, учитывающий расстояние между корпусом сосуда и рубашкой;
 η — коэффициент нагружения;
 λ — коэффициент длины сопряжения;

- l — относительная эффективная несущая длина конуса;
 ρ — коэффициент радиуса отбортовки;
 σ_A — амплитуда напряжений, МПа;
 $[\sigma]_0$ — допускаемое напряжение для кольца сопряжения или анкерной трубы при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_1$ — допускаемое напряжение для стенки сосуда при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma]_2$ — допускаемое напряжение для стенки рубашки или канала при расчетной температуре, МПа;
 $[\sigma_A]$ — допускаемая амплитуда напряжения рассматриваемого материала при расчетной температуре и при числе рабочих циклов N , МПа;
 $[\bar{\sigma}]_i$ — допускаемый размах напряжений ($i = 0; 1; 2; \dots, 6$), МПа;
 φ_0 — расчетный коэффициент прочности сварного шва на направляющей спирали;
 φ_1 — коэффициент снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость;
 φ_2 — коэффициент прочности сварного шва;
 φ_3, φ_4 — коэффициенты понижения прочности канала;
 $\varphi_{p1}, \varphi_{p2}, \varphi_{p3}, \varphi_{p4}, \varphi_{p5}, \varphi_{p6}$ — расчетные коэффициенты прочности сварных швов;
 $\varphi_{п0}$ — коэффициент прочности сварного радиального шва в кольце сопряжения;
 $\varphi_{п1}$ — коэффициент прочности сварного продольного шва сосуда;
 $\varphi_{п2}$ — коэффициент прочности сварного продольного шва рубашки;
 $\varphi_{т1}$ — коэффициент прочности сварного кольцевого шва сосуда;
 $\varphi_{т2}$ — коэффициент прочности сварного кольцевого шва рубашки;
 χ — коэффициент отношения прочности корпуса сосуда и рубашки;
 ψ — половина угла обхвата рубашки с сопряжением анкерными трубами или отбортовкой, ... °.

4 Условия применения расчетных формул

4.1 Общие условия применения расчетных формул

4.1.1 Формулы применимы, если в рубашке действует только избыточное внутреннее давление ($p_2 \geq 0$).

4.1.2 Формулы для проверок малоциклового прочностного состояния (см. разделы 5—8) применимы, если рабочие температуры не превышают значений, при которых следует учитывать ползучесть материалов, то есть когда допускаемое напряжение, приведенное в ГОСТ Р 52857.1, определяют только по пределу текучести или временному сопротивлению (пределу прочности). Если нет точных данных, то формулы применимы, если расчетная температура не превышает следующих значений:

- 380 °С — для углеродистой стали;
- 420 °С — для низколегированной стали;
- 525 °С — для аустенитной стали.

4.1.3 Формула для определения допускаемого размаха напряжений $[\bar{\sigma}]$ действительна, если радиусы кривизны, полученные методом холодной деформации (r_0, r_1, r_2), больше четырехкратной толщины стенки.

4.1.4 Проверка на малоцикловую прочность приведена только для мест сопряжения сосуда с рубашкой или каналом. Для всех других элементов, испытывающих циклическую нагрузку, расчет следует проводить по ГОСТ Р 52857.6.

4.1.5 Проверка на малоцикловую прочность приведена для напряжений, вызываемых изменениями средних температур стенок. Если возникающая разница температур между соседними точками составляет больше 15 °С, то расчет на малоцикловую прочность проводят по ГОСТ Р 52857.6.

4.2 Условия применения формул для сосудов с U-образной и цилиндрической рубашкой

4.2.1 Формулы применимы при соотношении:

- диаметров

$$\frac{D_2}{D_1} \leq 1,2;$$

- толщины стенки и диаметров

$$0,001 \leq \frac{s_1}{D_1} \leq 0,5 \left(\frac{D_2}{D_1} - 1 \right);$$

- толщин стенок

$$\frac{s_2}{s_1} \leq 1,2.$$

4.2.2 Формулы для сопряжений с помощью конуса применимы для углов $\alpha = 30^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ и радиуса отбортовки

$$r_0 \leq \frac{e_0 - 0,5s_2}{1 - \cos \alpha}.$$

4.2.3 Формулы для сопряжений с помощью конуса применимы при условии полностью проваренных сварных швов, а для числа циклов нагружения $N > 10^3$ — при условии двустороннего сварного шва между конусом и рубашкой (см. рисунок А.1, приложение А).

4.2.4 Формулы для сопряжения с помощью кольца применимы при толщине кольца $h_0 \geq 1,5s_2$ — для U-образной рубашки,

$0,5\sqrt{D_1 s_1} > h_0 \geq s_2$ — для цилиндрической рубашки.

4.2.5 Формулы для сопряжений с помощью кольца применимы при условии полностью проваренных сварных швов между кольцом и рубашкой (см. рисунок А.2, приложение А).

4.2.6 Диаметр окружности сопряжения рубашки с дном сосуда должен удовлетворять условию

$$d_1 \leq 0,4D_2.$$

Расчет сопряжения рубашки с дном сосуда не проводят, если оно соответствует рисунку А.3, приложение А.

4.3 Условия применения формул для сосудов с рубашками, сопряженными анкерными трубами или отбортовками

4.3.1 Угол шага δ_T сопряжения анкерными трубами или отбортовками должен удовлетворять условию

$$\delta_T \leq 30^\circ \min \left\{ 1; 4 \sqrt{\frac{L}{D_1}} \sqrt{\frac{s_1 - c}{D_1}} \right\}.$$

4.3.2 Формулы по 4.3—4.5 применимы при соотношении шагов

$$0,8 \leq \frac{t_0}{t_T} \leq 1,25.$$

4.3.3 Формула для сопряжения отбортовкой применима при углах отбортовки 30° и 45° (см. рисунок А.4, приложение А) и при проваренных сварных швах.

4.3.4 Формулы для анкерных труб применимы при размере сварного шва

$$a \geq 0,7 \min \{s_0; s_2\}.$$

4.3.5 Расчет на усталость по 4.6 применим при соотношении толщин стенок

$$\frac{s_2}{s_1} \leq 1,0.$$

4.4 Условия применения формул для сосудов с каналами

4.4.1 Расчетные формулы по разделу 5 применимы при:

- ширине канала $b_2 \leq 0,1D_1$;
- высоте канала $h_2 \geq s_2$;
- половине центрального угла канала $20^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$.

4.4.2 Формулы для каналов применимы при V-образных сварных швах с полным проваром, а для каналов полукруглого сечения также и при угловых швах.

4.4.3 Расчет на усталость по 8.6 применим при соотношении толщин стенок

$$\frac{s_2}{s_1} \leq 0,5.$$

5 Сосуды с U-образной рубашкой

5.1 Цилиндрические обечайки

5.1.1 Расчет цилиндрических обечаек на внутреннее избыточное давление проводят по ГОСТ Р 52857.1. Расчетное давление для рубашки равно p_2 и расчетное давление для сосуда — p_1 , если $p_1 > 0$.

5.1.2 Расчет цилиндрической обечайки сосуда на наружное давление проводят по ГОСТ Р 52857.2. При $p_1 < 0$ за расчетное давление для сосуда вне рубашки принимают $|p_1|$, а для обечайки корпуса под рубашкой $p_2 + |p_1|$.

При $p_1 > 0$ расчетное давление в зоне рубашки равно p_2 или $p_2 - p_1$, если обеспечивается одновременное действие давления p_1 и p_2 .

Расчетную длину L следует определять по ГОСТ Р 52857.2.

5.1.3 Цилиндрическую стенку сосуда с кольцами жесткости рассчитывают по ГОСТ Р 52857.2.

Направляющие спирали можно рассматривать как кольца жесткости, если выполнены следующие условия:

а) шаг спирали t_s должен быть не более $0,3D_1$. Если $n_1 \leq 1$, то цилиндрическую обечайку следует рассчитывать как гладкую обечайку;

б) за расчетную длину l_2 принимают расстояние вдоль оси сосуда от конечной точки расчетной длины (см. рисунок А.5, приложение А) до точки замыкания первого витка направляющей спирали, охватывающего всю окружность сосуда. Для направляющих спиралей, выполненных с концевыми кольцами, действительно определение l_2 по ГОСТ Р 52857.2;

в) расчетные длины b , l_1 и l_e при расчете по ГОСТ Р 52857.2 вычисляют по формулам:

$$b = \max\{t_s - b_1; l_2 - 0,5b_1\}, \quad (1)$$

$$l_1 = \frac{L}{n_1 - 1}, \quad (2)$$

$$l_e = \min\{t_s; b_1 + 1,1\sqrt{D_1(s_1 - c)}\}; \quad (3)$$

г) поперечное сечение направляющей спирали (см. рисунок А.6, приложение А) должно удовлетворять условию $\frac{h_1}{b_1} \leq 8$, чтобы исключить потерю устойчивости из плоскости;

д) для обеспечения прочности обоих угловых швов на направляющей спирали должно быть выполнено условие

$$a \geq \frac{2b_1h_1}{\varphi_0 D_1}. \quad (4)$$

Коэффициент сварного шва φ_0 определяют как отношение длины сварного шва к общей длине спирали. При этом расстояние между двумя концами прерванного шва не должно превышать восьмикратной толщины стенки обечайки s_1 , а сумма длин сварных швов не должна быть меньше половины окружности направляющей спирали на одном витке. Оба конца спирали должны начинаться швом.

5.2 Днища

5.2.1 Расчет выпуклых днищ на внутреннее избыточное и наружное давления проводят по ГОСТ Р 52857.2. Расчетные давления принимают согласно 5.1.1 и 5.1.2. Для днища сосуда, нагруженного избыточным давлением p_2 , допускается проводить расчет по другим методам, которые учитывают отсутствие давления на участке в пределах d_1 .

5.2.2 При расчете днища рубашки отверстие диаметром d_1 не учитывают.

5.3 Сопряжение рубашки с корпусом сосуда с помощью конуса (см. рисунок А.1, приложение А)

5.3.1 Вспомогательные параметры вычисляют по формулам:

а) коэффициент осевого усиления:

$$A = \frac{D_1 D_2 - d_1^2}{D_2^2}; \quad (5)$$

б) коэффициент, учитывающий расстояние между корпусом сосуда и рубашкой:

$$\varepsilon = \frac{e_0}{\sqrt{D_2(s_2 - c)}}; \quad (6)$$

в) коэффициент радиуса конической отбортовки:

- $\rho = 0$ для конусов, приведенных на рисунках А.1а, б (приложение А)

- $\rho = \frac{r_0 + 0,5s_2}{\sqrt{D_2(s_2 - c)}}$ для конусов, приведенных на рисунках А.1в, г (приложение А) } (7)

г) коэффициент длины сопряжения:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= 2\varepsilon + 0,25\rho \text{ для } \alpha = 30^\circ \\ \lambda &= \varepsilon\sqrt{2} + 0,45\rho \text{ для } \alpha = 45^\circ \end{aligned} \right\}; \quad (8)$$

д) коэффициент отношения прочности корпуса сосуда и рубашки:

$$\chi = 1,25 \frac{[\sigma]_1(s_1 - c)\sqrt{D_1(s_1 - c)}}{[\sigma]_2(s_2 - c)\sqrt{D_2(s_2 - c)}} \left[\sqrt{1 - \frac{p_1 D_1}{2[\sigma]_1(s_1 - c)}} + \sqrt{1 - \frac{(p_1 - p_2) D_1}{2[\sigma]_1(s_1 - c)}} \right]. \quad (9)$$

Если в сосуде вакуум ($p_1 < 0$), то в формулу (9) подставляют $p_1 = 0$;

е) расчетные коэффициенты прочности сварного шва:

$$\varphi_{p1} = \varphi_{T1} \frac{\min([\sigma]_1; [\sigma]_2)}{[\sigma]_2}; \quad (10)$$

- для конусов, приведенных на рисунках А.1в, г (приложение А),

$$\varphi_{p2} = \varphi_{T2};$$

- для конусов, приведенных на рисунках А.1а, б (приложение А),

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{p2} &= \varphi_{T2}, \text{ если } l_R \leq 0,5\sqrt{D_2(s_2 - c)} \\ \varphi_{p2} &= 1,0, \text{ если } l_R > 0,5\sqrt{D_2(s_2 - c)} \end{aligned} \right\}; \quad (11)$$

ж) относительную эффективную несущую длину конуса

$$\mu = \min \left\{ \frac{\varepsilon}{\sin \alpha}; \sqrt{\frac{\varphi_{p1} + \varphi_{p2}}{4 \cos \alpha}} \right\}. \quad (12)$$

5.3.2 Допускаемое избыточное давление в рубашке вычисляют по формуле

$$[p_2] = \frac{2[\sigma]_2 - (s_2 - c)\varphi_{п2}}{D_2 + (s_2 - c)} \frac{B}{A}. \quad (13)$$

5.3.3 Коэффициент сопряжения с помощью конуса вычисляют по формуле

$$B = 2 \sqrt{\frac{(s_2 - c)}{D_2}} \min \{X_1; X_2; X_3\}, \quad (14)$$

$$X_1 = \frac{\cos \alpha}{\varepsilon} \left(\frac{\varphi_{p1} + \varphi_{p2}}{4 \cos \alpha} + \lambda f_1 \right); \quad (15)$$

$$X_2 = f_2 \sqrt{1 + \varphi_{p2}}; \quad (16)$$

$$X_3 = \chi f_3 + \left(\frac{\varphi_{p1} + \varphi_{p2}}{4 \mu \cos \alpha} + \mu \right) f_4; \quad (17)$$

f_1, f_2, f_3 и f_4 определяют в зависимости от вспомогательных параметров.
Коэффициент f_1 :

- для $\lambda > \frac{|\chi - 1|}{2}$

$$f_1 = \frac{1}{2} \left[1 + \lambda + \chi - \frac{(\chi - 1)^2}{4\lambda} \right];$$

- для $\lambda \leq \frac{|\chi - 1|}{2}$

$$f_1 = \lambda + \min(1; \chi).$$

Коэффициент f_2 :

- для $\alpha = 30^\circ$

$$f_2 = 1,22 (1 + 0,51\rho + 2\varepsilon z),$$

- для $\alpha = 45^\circ$

$$f_2 = 0,71 + 0,52\rho + \varepsilon z,$$

где

$$z = \begin{cases} 2(\varepsilon_0 / \varepsilon) & \text{при } \varepsilon \geq \varepsilon_0; \\ 1 + (\varepsilon_0 / \varepsilon)^2 & \text{при } \varepsilon < \varepsilon_0; \end{cases}$$

$$\varepsilon_0 = 0,38 \sqrt{1 + 0,54\rho + 0,15\rho^2} \quad \text{при } \alpha = 30^\circ;$$

$$\varepsilon_0 = 0,60 \sqrt{1 + 0,83\rho + 0,37\rho^2} \quad \text{при } \alpha = 45^\circ.$$

Коэффициент f_3 :

- для $\alpha = 30^\circ$

$$f_3 = \sqrt{3} + \frac{1,34\rho^3 \left(\frac{0,2}{\varepsilon}\right)^4}{24\varepsilon + \rho^2 \max \left\{ 0; \left(\frac{0,5}{\varepsilon\sqrt{3}}\right)^3 - 1 \right\}};$$

- для $\alpha = 45^\circ$

$$f_3 = 1 + \frac{12\rho^3 \left(\frac{0,2}{\varepsilon}\right)^4}{12\varepsilon + \rho^2 \max\left\{0; \left(\frac{0,5}{\varepsilon}\right)^3 - 1\right\}}$$

Коэффициент f_4 :

- для $\alpha = 30^\circ$

$$f_4 = \sqrt{3} \max\left\{1; \min\left[1; 0,8 + \frac{4,56}{100\varepsilon}\right] + \frac{\rho}{3} \min\left[1; \frac{\frac{4}{3}}{1 + \varepsilon\sqrt{3}\left[1 + \varepsilon\sqrt{3}(1 + 9,5\varepsilon)\right]}\right]\right\};$$

- для $\alpha = 45^\circ$

$$f_4 = \max\left\{1; \min\left[1; 0,8 + \frac{6,0}{100\varepsilon}\right] + \frac{\rho}{2} \min\left[1; \frac{\frac{4}{3}}{1 + \varepsilon(1 + \varepsilon(1 + 5,5\varepsilon))}\right]\right\}.$$

5.3.4 Определение размеров сопряжения с помощью конуса

Толщина стенки конуса должна быть не менее толщины стенки сопряженной цилиндрической рубашки. Если необходимо увеличить толщину стенки конуса, то следует одновременно увеличить и толщину стенки сопряженной цилиндрической обечайки рубашки на длине

$$l_R \geq \begin{cases} 0,7 \sqrt{D_2 (s_2 - c)} & \text{для конусов, приведенных на рисунках А.1а, б, приложение А} \\ 0,5 \sqrt{D_2 (s_2 - c)} & \text{для конусов, приведенных на рисунках А.1в, г, приложение А.} \end{cases}$$

Толщину стенки конуса рассчитывают методом итерации по формулам:

$$s_{2p} = \frac{\rho_2 D_2}{2[\sigma]_2 \varphi_{п2} \frac{B}{A} - \rho_2}; \quad (18)$$

$$s_2 \geq s_{2p} + c. \quad (19)$$

Коэффициент A вычисляют по формуле (5), а B — по формуле (14), причем в качестве исходного значения для s_2 берут исполнительную толщину стенки цилиндрической рубашки.

5.4 Сопряжение рубашки с корпусом сосуда с помощью кольца (см. рисунок А.2, приложение А).

5.4.1 Вспомогательные параметры определяют по формулам:

а) расчетные коэффициенты прочности сварного шва

$$\left. \begin{aligned} & - \varphi_{R1} = 1,0 \text{ для колец, приведенных на рисунке А.2а, б, г, приложение А} \\ & - \varphi_{R1} = \left(\frac{a}{h_0}\right)^2 \varphi_{T1} \text{ для колец, приведенных на рисунке А.2в, приложение А} \end{aligned} \right\}, \quad (20)$$

$$\left. \begin{aligned} & - \varphi_{p2} = \varphi_{T2} \text{ для колец, приведенных на рисунке А.2а, б, в, приложение А} \\ & - \varphi_{p2} = 0 \text{ для колец, приведенных на рисунке А.2г, приложение А} \end{aligned} \right\}; \quad (21)$$

б) параметры кольца

$$H = \frac{h_0 - c}{\sqrt{D_1 (s_1 - c)}}, \quad (22)$$

$$P = \frac{\rho_2}{[\sigma]_0 \varphi_{п0}}, \quad (23)$$

$$Q = \frac{D_1 \varphi_{п1}}{2b_0 \varphi_{п0}}; \quad (24)$$

в) относительный момент нагружения

$$M_0 = \frac{\varepsilon_0}{b_0} \frac{D_2^2}{2D_1(s_1-c)} A; \quad (25)$$

г) относительный реактивный момент в стенке сосуда

$$M_1 = \frac{[\sigma]_1(s_1-c)}{2[\sigma]_0 \varphi_{п0} b_0} \left[2 - \frac{1}{2} \left(\frac{\rho_1 D_1}{2[\sigma]_1(s_1-c)} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{(\rho_1 - \rho_2) D_1}{2[\sigma]_1(s_1-c)} \right)^2 \right], \quad (26)$$

если $\rho_1 > \rho_2 > 0$, то в формулу (26) подставляют ρ_1 , равное 0;

д) относительный реактивный момент в стенке рубашки

$$M_2 = \frac{[\sigma]_2(s_2-c) \varphi_{п2} D_2(s_2-c)}{2[\sigma]_0 \varphi_{п0} b_0 D_1(s_1-c)}; \quad (27)$$

е) относительный реактивный момент в месте сопряжения кольца со стенкой сосуда

$$M_3 = \min \{QH^2; (1 + 2H) M_1\}. \quad (28)$$

5.4.2 Допускаемое избыточное давление в рубашке вычисляют по формуле

$$[p_2] = (H^2 + M_2 + M_3) \frac{[\sigma]_0 \varphi_{п0}}{M_0}. \quad (29)$$

5.4.3 Высоту кольца вычисляют по формуле

$$h_{0p} = \sqrt{D_1(s_1-c)} \max \left(\sqrt{\frac{PM_0 - M_2}{1+Q}}; \sqrt{PM_0 - M_1 - M_2 + M_1^2 - M_1} \right), \quad (30)$$

$$h_0 \geq h_{0p} + c. \quad (31)$$

При наличии в формуле (30) отрицательного значения под знаком радикала соответствующий член при определении максимума не учитывают. Если в обоих членах значения под знаком радикала отрицательны, то толщину кольца определяют по 4.2.4.

5.4.4 Расчет сварных швов

Размер сварного шва между сосудом и кольцом при сопряжениях (см. рисунок А.2а, б, г, приложение А) вычисляют по формуле

$$a \geq \frac{s_1-c}{2} \frac{\max \left\{ \frac{\rho_2 D_1}{2(s_1-c)}; 2[\sigma]_0 \varphi_{п0} \left(PM_0 - M_2 - H^2 \right) \frac{b_0}{h_0} \right\}}{\min \{[\sigma]_0; [\sigma]_1\}}. \quad (32)$$

5.5 Нагрузка от собственной массы

Собственные массы G_1 и G_2 вызывают в конусе или в кольце осевое усилие

$$F = \begin{cases} +G, & \text{если опоры на сосуде,} \\ -G, & \text{если опоры на рубашке.} \end{cases}$$

Проверку несущей способности от совместного действия осевого усилия и избыточного давления в рубашке следует проводить по формуле

$$\left| \frac{p_2}{[p_2]} + \frac{4F}{\pi [p_2] D_2^2 A} \right| \leq 1, \quad (33)$$

где $[p_2]$ — допускаемое избыточное давление по формуле (13) для сопряжения с помощью конуса и по формуле (29) для сопряжения с помощью кольца.

5.6 Проверка на малоцикловую прочность

Размах напряжений приближенно вычисляют по формуле

$$\Delta\sigma_0 = \frac{[\sigma]_2 \gamma_k}{[p_2]} \left[p_2 + E_2 |\epsilon_T| \frac{L d_E}{D_2^2} \frac{5}{\left(\frac{R_1}{s_3}\right)^{3/2} + \left(\frac{R_2}{s_4}\right)^{3/2}} \right], \quad (34)$$

где $d_E = \max\{d_1; 0,7 \sqrt{R_1 s_3}; 0,7 \sqrt{R_2 s_4}\}$;

$[p_2]$ — допускаемое избыточное давление по формуле (13) для сопряжения с помощью конуса, по формуле (29) — для сопряжения с помощью кольца.

5.6.1 Разность температурных относительных удлинений вычисляют по формуле

$$\epsilon_T = (\alpha_1 \Delta T_1 - \alpha_2 \Delta T_2). \quad (35)$$

За расчетное принимают наибольшее абсолютное значение ϵ_T , которое получается за время рабочего цикла.

5.6.2 Общий эффективный коэффициент концентрации γ_k определяют по таблице 1.

Т а б л и ц а 1 — Эффективные коэффициенты концентрации

Тип сосуда	Номер рисунка	β_{k1}	β_{k2}	γ_k	
Сосуды с U-образной рубашкой по рисунку А.5, приложение А	Рисунок А.1а, приложение А	—	—	4,0	
	Рисунок А.1б, приложение А	—	—		
	Рисунок А.1в, приложение А	—	—		
	Рисунок А.1г, приложение А	—	—		
	Рисунок А.2а, приложение А	Рисунок А.2а, приложение А	—	—	3,5
		Рисунок А.2б, приложение А	—	—	3,5
		Рисунок А.2в, приложение А	—	—	3,0
		Рисунок А.2г, приложение А	—	—	5,5
Сосуды с цилиндрической рубашкой по рисунку А.6, приложение А	Рисунок А.1а, приложение А	2,0	1,6	2,5	
	Рисунок А.1б, приложение А			2,5	
	Рисунок А.1в, приложение А			2,0	
	Рисунок А.1г, приложение А			2,0	
	Рисунок А.2а, приложение А	Рисунок А.2а, приложение А	2,0	1,6	2,5
		Рисунок А.2б, приложение А	1,6	1,6	2,5
		Рисунок А.2в, приложение А	2,0	1,2	2,0
		Рисунок А.2г, приложение А	2,0	2,0	3,5
Сосуды с рубашкой, сопряженной анкерными трубами или отбортовкой по рисунку А.8, приложение А	Рисунок А.4, приложение А	2,0	—	—	
	Рисунок А.10, приложение А	2,0	—	—	
Сосуды с каналами по рисунку А.9, приложение А	Рисунок А.11, приложение А	2,0	—	—	

5.6.3 Проверку на малоцикловую прочность проводят из условий

$$\Delta\sigma_0 \leq [\tilde{\sigma}]_0 \text{ или } N \leq [N]_0. \quad (36)$$

Допускаемый размах напряжений $[\tilde{\sigma}]_0$ вычисляют по формуле

$$[\tilde{\sigma}]_0 = 2[\sigma_A]. \quad (37)$$

Допускаемую амплитуду напряжения определяют по ГОСТ Р 52857.6. Допускаемое число рабочих циклов $[N]_0$ определяют для соответствующей амплитуды напряжений по ГОСТ Р 52857.6.

$$\sigma_A = \frac{\Delta\sigma_0}{2}. \quad (38)$$

6 Сосуды с цилиндрическими рубашками (см. рисунок А.7, приложение А)

6.1 Цилиндрические обечайки

Цилиндрические обечайки рассчитывают в соответствии с 5.1.1 — 5.1.3.

6.2 Сопряжение с помощью конуса (см. рисунок А.1, приложение А)

Конические сопряжения удовлетворяют требованиям прочности, если они выполнены с толщиной стенки, равной толщине стенки цилиндрической обечайки рубашки, и если они соответствуют требованиям 4.2.2 и условиям формулы

$$e_0 \leq 1,8 \sqrt{D_2 (s_2 - c)}. \quad (39)$$

6.3 Сопряжение с помощью кольца (см. рисунок А.2, приложение А)

6.3.1 Высоту кольца вычисляют по формулам:

$$h_{0p} = 0,6 e_0 \sqrt{\frac{p_2}{[\sigma]_0}}; \quad (40)$$

$$h_0 \geq \max \{s_2; h_{0p} + c\}. \quad (41)$$

6.3.2 Сварные швы

Размер сварного шва между сосудом и кольцом при сопряжениях, приведенных на рисунках А.2а, б, г, приложение А, вычисляют по формуле

$$a \geq 0,4 h_0 \frac{\max \left\{ p_2 \frac{e_0}{h_0}; \min \left\{ [\sigma]_0; 2[\sigma]_1 \left(\frac{s_1}{h_0} \right)^2 \right\} \right\}}{\min \{[\sigma]_0; [\sigma]_1\}}; \quad (42)$$

- для колец при сопряжении, приведенном на рисунке А.2в, приложение А,

$$a = h_0. \quad (43)$$

6.4 Компенсаторы

Если по результатам расчета на малоцикловую прочность необходимо встроить в рубашку компенсатор (см. 6.6.3), то допускаемое избыточное давление $[p_2]$ в рубашке вычисляют для сопряжений с помощью конуса по формуле (13) и для сопряжений с помощью кольца по формуле (29). При этом коэффициент осевого усилия A вычисляют по формуле

$$A = \left(\frac{D_k + D_2}{2D_2} \right)^2 - \frac{D_1}{D_2}. \quad (44)$$

Компенсатор рассчитывают при нагружении давлением p_2 и силой реакции

$$F_k = -\frac{\pi}{4} p_2 D_2^2 A.$$

6.5 Нагрузка от собственной массы сосуда или рубашки

Проверку несущей способности при нагружении конических или кольцевых сопряжений собственной массой сосуда или рубашки проводят по формуле

$$|F| \leq \frac{\pi}{4} D_2^2 [\rho_2] A, \quad (45)$$

где $[\rho_2]$ — допускаемое избыточное давление по формуле (13) для сопряжения с помощью конуса и по формуле (29) для сопряжения с помощью кольца.

При наличии компенсатора на рубашке формула (45) применима при условии, если опорные элементы сосуда не расположены на рубашке.

6.6 Проверка на малоцикловую прочность**6.6.1 Сопряжение рубашки с корпусом сосуда с помощью конуса** (см. рисунок А.1, приложение А)

Относительное продольное удлинение в рубашке вычисляют по формуле

$$\varepsilon_p = \frac{|\varepsilon_T|}{1 + \frac{D_4 s_2}{D_3 s_1} + \frac{D_4}{L} K_0}, \quad (46)$$

где ε_T определяют согласно 5.6.1;

$$K_0 = \sqrt{\frac{D_4}{s_2}} \frac{0,5 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 + 0,6 \frac{s_2}{s_1}\right)}{\sqrt{1 + \frac{0,5 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 + 0,6 \frac{s_2}{s_1}\right)}{\varepsilon \left(\varepsilon + 0,32 \left(\frac{s_2}{s_1}\right)^2\right)}}}, \quad (47)$$

ε вычисляют по формуле (6).

Относительное продольное удлинение рубашки должно удовлетворять условию

$$\varepsilon_p \leq [\varepsilon_p] = \frac{[\sigma]_2}{E_2} \varphi_{p3} \frac{D_3}{D_4}. \quad (48)$$

Расчетный коэффициент прочности сварного шва

$$\varphi_{p3} = \begin{cases} 1,0 & \text{при } \varepsilon_T > 0 \\ \varphi_1 & \text{при } \varepsilon_T < 0 \end{cases}, \quad (49)$$

где φ_1 — коэффициент снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость по ГОСТ Р 52857.2, определенный для рубашки.

Размах напряжений в сварном шве между сосудом и конусом вычисляют по формуле

$$\Delta \sigma_1 = \varepsilon_p E_1 \beta_{k1} K_1 + \frac{p_2 D_2}{2(s_2 - c)} \gamma_k, \quad (50)$$

где β_{k1}, γ_k — см. таблицу 1;

$$K_1 = 1 - \frac{s_2}{2s_1} + \frac{e_0}{s_2} \frac{4 - \left(\frac{s_2}{s_1}\right)^2}{\sqrt[4]{1 + (3\varepsilon \operatorname{ctg} \alpha)^4}} \left[1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{s_2}{s_1}\right)^2 \right) \right], \quad (51)$$

где

$$\varepsilon_1 = \begin{cases} \sqrt[4]{\varepsilon^4 + 0,41} & \text{для } \alpha = 30^\circ \\ \sqrt[8]{\varepsilon^8 + 6,0} & \text{для } \alpha = 45^\circ \end{cases}. \quad (52)$$

Размах напряжений в сварном шве между рубашкой и конусом, приведенный на рисунке А.1а, б, приложение А, вычисляют по формулам:

$$\Delta\sigma_2 = \varepsilon_p E_2 \beta_{k2} K_2 + \frac{p_2 D_2}{2(s_2 - c)} \gamma_{k1} \quad (53)$$

$$K_2 = 1 + \frac{s_2}{2s_1} + \frac{e_0}{s_2} \frac{2 - \frac{0,1}{\varepsilon} \left[1 - \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^2 \right]}{\sqrt[4]{1 + (2\varepsilon \operatorname{ctg} \alpha)^4}} \quad (54)$$

Проверку на малоцикловую прочность проводят по формуле (55), а для конусов — по рисункам А.1а, б, приложение А, — дополнительно по формуле (56)

$$\Delta\sigma_1 \leq [\tilde{\sigma}]_1 \text{ или } N \leq [N]_1, \quad (55)$$

$$\Delta\sigma_2 \leq [\tilde{\sigma}]_2 \text{ или } N \leq [N]_2. \quad (56)$$

Допускаемые размахи напряжений $[\tilde{\sigma}]_1$ и $[\tilde{\sigma}]_2$ или допускаемое число рабочих циклов $[N]_1$ и $[N]_2$ определяют согласно 2.6.3. Индекс 1 относится к сварному шву между корпусом сосуда и сопряжением с помощью конуса, а индекс 2 к сварному шву между рубашкой и сопряжением с помощью конуса.

6.6.2 Сопряжение рубашки с корпусом сосуда с помощью кольца (см. рисунок А.2, приложение А)

Относительное продольное удлинение в рубашке вычисляют по формуле

$$\varepsilon_p = \frac{|\varepsilon_T|}{1 + \frac{D_4 s_2}{D_3 s_1} + \frac{D_4}{L} \left(\frac{3b_0}{3h_0 + \sqrt{D_3 s_1}} \right) \left(\frac{e_0 s_2}{s_1^2 + 0,5 s_2^2} \right)}, \quad (57)$$

где ε_T — см. 5.6.3.

Относительное продольное удлинение рубашки должно удовлетворять условию

$$\varepsilon_p \leq [\varepsilon_p] = 1,5 \frac{[\sigma]_2}{E_2} \varphi_{p4}. \quad (58)$$

Расчетный коэффициент прочности сварного шва вычисляют по формуле

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{p4} &= \varphi_2 - \text{для } \varepsilon_T > 0; \\ \varphi_{p4} &= \varphi_1 - \text{для } \varepsilon_T < 0 \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

где φ_1 — коэффициент снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость по ГОСТ Р 52857.2, определенный для рубашки;

φ_2 — по таблице 2.

Т а б л и ц а 2 — Погонный момент инерции и коэффициент прочности сварного шва

Сопряжение с помощью кольца по рисунку А.2, приложение А	W_1	W_2	φ_2
См. рисунок А.2а, приложение А	$a \frac{(h_0 + a)^2}{h_0 + 2a}$	$\frac{s_2^2}{6}$	φ_{T2}
См. рисунок А.2б, приложение А	$a \frac{h_0^2}{h_0 + a}$	$\frac{s_2^2}{6}$	φ_{T2}
См. рисунок А.2в, приложение А	$\frac{a^2}{6}$	$\frac{s_2^2}{6}$	φ_{T2}
См. рисунок А.2г, приложение А	$a \frac{(h_0 + a)^2}{h_0 + 2a}$	$\frac{s_2^2}{12}$	0,5

Размах напряжений в сварном шве между сосудом и кольцом вычисляют по формуле

$$\Delta\sigma_1 = \varepsilon_p E_1 \beta_{k1} \frac{2e_0 s_2}{W_1 \left[2 + \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^2 \right]} \frac{D_4}{D_3} + \frac{p_2 D_1}{(s_1 - c)}. \quad (60)$$

Размах напряжений в сварном шве между рубашкой и кольцом вычисляют по формуле

$$\Delta\sigma_2 = \varepsilon_p E_2 \beta_{k2} \frac{e_0 s_2}{W_2 \left[1 + 2 \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^2 \right]} \frac{3h_0 + \sqrt{D_4 s_2}}{3h_0 + \sqrt{D_3 s_1}} + \frac{p_2 D_2}{2(s_2 - c)} \gamma_k. \quad (61)$$

Проверку на малоцикловую прочность проводят по формулам (55) и (56), при этом допускаемые размахи напряжений $[\tilde{\sigma}]_1$ и $[\tilde{\sigma}]_2$ или допускаемое число рабочих циклов $[N]_1$ и $[N]_2$ определяют согласно 5.6.3. Индекс 1 относится к сварному шву между корпусом сосуда и кольцом, а индекс 2 к сварному шву между рубашкой и кольцом.

6.6.3 Если не удовлетворяются требования малоцикловой прочности по 6.6.1 или 6.6.2, необходимо произвести конструктивные изменения, например предусмотреть компенсатор.

В этом случае он должен воспринимать температурное удлинение, равное $L\varepsilon_T$ при рабочем числе циклов. Дальнейший расчет следует выполнять по 6.4.

6.6.4 Допускается определять уточненное значение размаха напряжений, а также допускаемую амплитуду или допускаемое число циклов в соответствии с ГОСТ Р 52857.6.

7 Сосуды, частично охваченные рубашками, сопряженными с корпусом анкерными трубами или отбортовками (см. рисунок А.8, приложение А)

7.1 Цилиндрическая обечайка

7.1.1 Цилиндрическую обечайку сосуда рассчитывают по ГОСТ Р 52857.2 на внутреннее избыточное давление с расчетным давлением p_1 , если $p_1 > 0$.

7.1.2 Если $p_1 < 0$, то цилиндрическую обечайку сосуда рассчитывают по ГОСТ Р 52857.2 на наружное давление с расчетным давлением $|p_1|$.

7.1.3 Части цилиндрической обечайки сосуда, охваченные рубашкой, и цилиндрические части рубашки при нагружении давлением p_2 рассчитывают по 7.4.3, как плоские участки.

Если $p_1 < 0$, следует дополнительно выполнять условие по формуле (62) и требование 7.3.1, чтобы исключить появление вмятин на цилиндрической обечайке сосуда

$$\frac{s_1 - c}{D_1} \geq 3 \sqrt{4,5 \frac{p_1}{E_1} \left(\frac{\delta_T}{360^\circ} \right)^2}. \quad (62)$$

7.2 Днища

7.2.1 Выпуклые днища рассчитывают по ГОСТ Р 52857.2 на внутреннее избыточное давление с расчетным давлением p_1 , если $p_1 > 0$, и на наружное давление с расчетным давлением $|p_1|$, если $p_1 < 0$.

7.2.2 Части днища сосуда, охваченные рубашкой, и части рубашки в зоне днища при нагружении давлением p_2 рассчитывают по 7.3, как плоские участки. При этом в формулы вместо толщины стенки цилиндрической обечайки s_1 подставляют толщину днища сосуда s_3 и вместо толщины стенки цилиндрической обечайки s_2 толщину днища рубашки s_4 .

7.3 Плоские участки

7.3.1 Допускаемое избыточное давление в рубашке вычисляют по формуле - для стенки сосуда:

$$[p_2] = [\sigma]_1 \frac{(s_1 - c)^2}{t_p t_T} f_5 \left[1 - \left(\frac{p_1 D_p}{2[\sigma]_1 (s_1 - c)} \right)^2 \right], \quad (63)$$

- для стенки рубашки:

$$[p_2] = [\sigma]_2 \frac{(s_2 - c)^2}{t_p t_r} f_6. \quad (64)$$

Коэффициенты прочности f_5 и f_6 определяют в зависимости от отношения d_0/t_0 и от относительного реактивного момента m , вычисленного по формулам (66),

$$t_0 = \sqrt{t_p t_r}, \quad (65)$$

$$m = \begin{cases} 1,0 & \text{при определении } f_5 \text{ и при определении } f_6 \text{ для сопряжений отбортовкой;} \\ \min \left\{ 1; \left(\frac{a}{s_2} \right)^2; \left(\frac{s_0}{s_2} \right)^2 \right\} & \text{при определении } f_6 \text{ для для сопряжений анкерными трубами.} \end{cases}$$

$$f_5 = \frac{\pi}{2} \left(1 + 1,3 \frac{1,8 + 2,3 \frac{d_0}{t_0}}{\ln \frac{t_0}{d_0}} \right); \quad (66)$$

$$f_6 = \frac{\pi}{2} \left(1 + 1,3 \frac{1,3 + \frac{m}{2} + (1 + 1,3m) \frac{d_0}{t_0}}{\ln \frac{t_0}{d_0}} \right).$$

7.3.2 Расчет размеров плоских участков

Шаг вычисляют по формулам:

$$t_1 = (s_1 - c) \sqrt{\frac{[\sigma]_1}{p_2} f_5 \left[1 - \left(\frac{p_1 D_p}{2[\sigma]_1 (s_1 - c)} \right)^2 \right]}; \quad (67)$$

$$t_2 = (s_2 - c) \sqrt{\frac{[\sigma]_2}{p_2} f_6}; \quad (68)$$

$$t_0 \geq \min\{t_1; t_2\}. \quad (69)$$

Для заданного отношения d_0/t_0 и m определяют коэффициенты прочности f_5 и f_6 . Если задаться диаметром d_0 , то t_1 и t_2 можно получить методом итерации. При определении t_p и t_r по формулам (69) и (65) необходимо учитывать требование 4.3.2.

Толщину стенок вычисляют по формулам:

$$s_{1p} = t_0 \sqrt{\frac{p_2}{[\sigma]_1 f_5} + \left(\frac{p_1 D_p}{2[\sigma]_1 t_0} \right)^2}, \quad (70)$$

$$s_1 \geq s_{1p} + c, \quad (71)$$

$$s_{2p} = t_0 \sqrt{\frac{p_2}{[\sigma]_2 f_6}}, \quad (72)$$

$$s_2 \geq s_{2p} + c. \quad (73)$$

Для сосудов с рубашками на анкерных трубах значение s_2 определяют методом последовательных приближений с учетом зависимости s_2 от m .

7.3.3 Краевые зоны рубашек, сопряженных с корпусом анкерными трубами или отбортовками

Размеры сопряжений с помощью конуса определяют по 6.2 и размеры сопряжений с помощью кольца — по 6.3.

Расстояния от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок должны удовлетворять условиям:

$$t_L \leq t_p \min \left(1; 0,5 + \sqrt{\frac{t_T}{t_p f_6}} \right), \quad (74)$$

$$t_k \leq t_T \min \left(1; 0,5 + \sqrt{\frac{t_p}{t_T f_6}} \right), \quad (75)$$

где f_6 вычисляют по формуле (66).

7.4 Определение толщины отбортовок (см. рисунок А.4, приложение А)

Толщину отбортовок вычисляют по формуле

$$s_{2p} = \frac{\rho_2 t_p t_T \eta}{0,7 \pi (d_0 - s_2) \min \{ [\sigma]_1; [\sigma]_2 \}}, \quad (76)$$

где $s_2 = a \geq s_{2p} + c$,

$$\eta = 1 - \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_0}{t_0} \right)^2. \quad (78)$$

t_0 вычисляют по формуле (65).

7.5 Определение толщины анкерных труб (см. рисунок А.4, приложение А)

Толщину анкерных труб вычисляют по формуле

$$s_{0p} = \frac{\rho_2 t_p t_T \eta}{\pi (d_0 - 2s_0) \min \{ [\sigma]_0; [\sigma]_1; [\sigma]_2 \}}, \quad (79)$$

где η вычисляют по формуле (78).

$$s_0 \geq s_{0p} + c. \quad (80)$$

Размер сварного шва должен удовлетворять условию:

$$a \geq 1,41 s_{0p} + c. \quad (81)$$

Определяемые по формулам (80) и (81) размеры угловых швов и анкерных труб должны отвечать требованию 4.3.4.

7.6 Проверка на малоцикловую прочность

7.6.1 Размах напряжений в сварных швах вычисляют по формулам:

а) сопряжение отбортовкой

$$\Delta \sigma_3 = \frac{t_p t_T}{\pi d_0 s_p} \beta_{k1} \left(\frac{E_2 |\varepsilon_T|}{K_3 + K_4} + \rho_2 \right); \quad (82)$$

б) сопряжение анкерными трубами

$$\Delta \sigma_3 = \frac{t_p t_T}{\pi d_0 0,7a} \beta_{k1} \left(\frac{E_2 |\varepsilon_T|}{K_3 + K_4} + \frac{d_0 \rho_2}{a K_5} \right), \quad (83)$$

- для рубашки на цилиндрической обечайке:

$$K_3 = \frac{D_3}{2s_1}, \quad (84)$$

$$K_4 = \frac{D_4}{2s_2}, \quad (85)$$

- для рубашки на выпуклом днище:

$$K_3 = \frac{R_1}{2s_3}, \quad (86)$$

$$K_4 = \frac{R_2}{2s_4}, \quad (87)$$

- для сопряжений анкерными трубами:

$$x = \frac{d_0}{t_0} \sqrt{\frac{\pi}{4}}; \quad y = 1,1 \left(\frac{s_p}{s_0} \right)^3 \sqrt{\frac{s_0}{d_0}},$$

$$K_5 = 1,9 \frac{1 - x^2 + y(0,7 + 1,3x^2)}{x^2(4 - x^2) - 4 \ln x - 3}.$$

7.6.2 Размах напряжений в плоских участках вычисляют по формуле

$$\Delta\sigma_4 = \frac{E|\varepsilon_T|}{K_7} + \frac{t_p t_T}{K_6 s_p^2} p_2, \quad (88)$$

где $K_6 = 4,2 \frac{1 - x^2 + y(0,7 + 1,3x^2)}{1 - x^4 + y(0,7 + 3,3x^4) - 4x^2(y + (1,3y - 1)\ln x)}$;

$$K_7 = 1 + \frac{D_4 s_2}{D_3 s_1} \left(\frac{\Psi}{180^\circ} + \frac{\sin 2\Psi}{\pi} \right) - \left(\frac{D_4 s_2}{D_3 s_1} \right)^2 \frac{2 \left(\frac{\sin \Psi}{\pi} \right)^2}{1 + \frac{D_4 s_2}{D_3 s_1} \left(\frac{\Psi}{180^\circ} \right)}.$$

$K_8 = K_7$ для рубашки на цилиндрической обечайке,

$K_8 = 1 + \frac{R_2 s_4}{R_1 s_3}$ для рубашки на выпуклом днище.

(89)

7.6.3 Проверку на малоцикловую прочность проводят по формулам:

$$\Delta\sigma_3 \leq [\tilde{\sigma}]_3 \quad \text{или} \quad N \leq [N]_3, \quad (90)$$

$$\Delta\sigma_4 \leq [\tilde{\sigma}]_4 \quad \text{или} \quad N \leq [N]_4. \quad (91)$$

Допускаемые размахи напряжений $[\tilde{\sigma}]_3$ или $[\tilde{\sigma}]_4$ или допускаемое число рабочих циклов $[N]_3$ и $[N]_4$ определяют согласно 5.6.3. Индекс 3 относится к сварному шву между корпусом сосуда и сопряжением отбортовкой или к сварному шву между рубашкой и анкерной трубой, индекс 4 относится к рубашке.

7.7 Допускается применение методики, указанной в разделе 7, для приближенного расчета сосудов, полностью охваченных рубашками.

8 Сосуды со змеевиковыми или регистровыми каналами

8.1 Цилиндрическая обечайка

8.1.1 Цилиндрическую обечайку сосуда рассчитывают по ГОСТ Р 52857.2 на внутреннее избыточное давление с расчетным давлением p_1 , если $p_1 > 0$.

8.1.2 Если $p_1 < 0$, то цилиндрическую обечайку сосуда рассчитывают по ГОСТ Р 52857.2 на наружное давление с расчетным давлением $|p_1|$.

8.1.3 В сосудах со змеевиковым каналом (рисунок А.9, приложение А) его можно рассматривать как кольцо жесткости и цилиндрическую обечайку рассчитывать, как укрепленную кольцами жесткости по ГОСТ Р 52857.2, при условии, что учитываются следующие особенности:

а) шаг змеевикового канала t_s должен быть не более $0,3D_1$. Если $n_2 \leq n_3 + 1$, то цилиндрическую обечайку рассчитывают, как гладкую обечайку;

б) расчетную длину l_2 при расчете по ГОСТ Р 52857.2 определяют, как осевое расстояние от начала или конца расчетной длины (см. рисунок А.9а, приложение А) до места окончания первого витка змеевикового канала, охватывающего всю окружность рубашки;

в) расчетные значения b , l_1 и l_e при расчете по ГОСТ Р 52857.2 вычисляют по формулам:

$$b = \max\{t_s - b_2; l_2 - 0,5b_2; b_2\}, \quad (92)$$

$$l_1 = \frac{L}{n_2 - n_3 - 1}, \quad (93)$$

$$l_2 = \min\left[t_s; 2(s_2 - c) + b_2 + 1,1\sqrt{D_1(s_1 - c)}; t_s - b_2 + 1,1\sqrt{D_1(s_1 - c)}; 2(s_2 - c) + 1,1\sqrt{D_1(s_1 - c)}\right]; \quad (94)$$

г) используемые в ГОСТ Р 52857.2 величины e , I_k и A_k вычисляют по формулам:

$$e = e_2 = \frac{s_1 - c}{2} + 0,65h_2; \quad (95)$$

$$I_k = r_3 h_2^2 (s_2 - c) 0,3 \frac{\gamma}{90^\circ}; \quad (96)$$

$$A_k = \begin{cases} r_3 (s_2 - c) \pi \frac{\gamma}{90^\circ} & \text{для } p_1 \leq 0, \\ r_3 (s_2 - c) \pi \frac{\gamma}{90^\circ} - \frac{\pi p_2}{4 [\sigma]_2} h_2 b_2 & \text{для } p_1 > 0. \end{cases} \quad (97)$$

8.1.4 Цилиндрическую обечайку сосуда при нагружении давлением p_2 в каналах вычисляют, как полосу обечайки шириной b_2 по 8.3.

8.2 Днища

8.2.1 Выпуклые днища рассчитывают по ГОСТ Р 52857.2 на внутреннее избыточное давление с расчетным давлением p_1 , если $p_1 > 0$, и на наружное давление с расчетным давлением p_1 , если $p_1 < 0$.

8.2.2 Выпуклые днища при нагружении давлением p_2 в каналах вычисляют, как полосу обечайки шириной b_2 по 8.3.2.

8.3 Полоса обечайки под каналами

8.3.1 Каналы по окружности цилиндрической обечайки должны отвечать условию:

$$p_2 \leq [p_2] = \frac{4[\sigma]_1 (s_1 - c)^2}{b_2^2 + 4r_3 (s_1 - c) \cos \gamma} \left(1 + \frac{b_2^2}{2D_1 (s_1 - c)}\right). \quad (98)$$

Если $p_1 < 0$, то должно дополнительно выполняться условие:

$$\frac{p_2}{[p_2]} \leq 1 - \left[\frac{|p_1| D_1}{4[\sigma]_1 (s_1 - c)} \right] \left[\frac{D_1 (s_1 - c) + b_2^2}{D_1 (s_1 - c) + 0,5b_2^2} \right]. \quad (99)$$

Если $p_2 > p_1 > 0$, то должно дополнительно выполняться условие:

$$\frac{p_2 - p_1}{[p_2]} \leq 1 - \left(\frac{p_1 D_1}{4[\sigma]_1 (s_1 - c)} \right). \quad (100)$$

8.3.2 Каналы вдоль оси цилиндрической обечайки и каналы на днище вычисляют по формуле

$$[\rho_2] = \frac{4[\sigma]_1(s_1 - c)^2}{b_2^2} \left[1 - \left(\frac{\rho_1 D_p - 2\rho_2 r_3 \cos \gamma}{2[\sigma]_1(s_1 - c)} \right)^2 \right] \quad (101)$$

8.4 Каналы

8.4.1 Вспомогательные параметры

Коэффициент понижения прочности V в зоне сопряжения штуцера с каналом рассчитывают по ГОСТ Р 52857.3. Если канал и штуцер выполнены из трубы одинаковых размеров и материала, то коэффициент V вычисляют по формуле

$$V = \frac{1}{0,9 + \sqrt{\frac{r_3}{8(s_2 - c)}}} \quad (102)$$

Коэффициент прочности сварного шва:

- для V-образного шва (см. рисунок А.9а, б, приложение А):

$$\varphi_{p5} = \varphi_{p6} = \varphi_{T2}, \quad (103)$$

- для углового шва (см. рисунок А.9б, приложение А):

$$\varphi_{p5} = \min \left\{ 0,4; 0,7 \frac{a}{s_2 - c} \right\}; \quad (104)$$

$$\varphi_{p6} = 0,4. \quad (105)$$

Коэффициенты понижения прочности каналов φ_3 и φ_4 вычисляют по формулам:

$$\varphi_3 = \min \{ V; \varphi_{p5} \}; \quad (106)$$

$$\varphi_4 = \min \{ V; \varphi_{p6} \}. \quad (107)$$

8.4.2 Допускаемое избыточное давление в канале вычисляют по формуле

$$[\rho_2] = \frac{[\sigma]_2(s_2 - c)}{r_3} \varphi_3. \quad (108)$$

8.4.3 Толщину стенки канала вычисляют по формулам:

$$s_{2p} = \frac{2r_2 \rho_2}{2[\sigma]_2 \varphi_4 + \rho_2}, \quad (109)$$

$$s_2 \geq s_{2p} + c, \quad (110)$$

при этом размер сварного шва для угловых швов

$$a \geq 0,6s_{2p}. \quad (111)$$

8.5 Распределительные каналы в сосудах с регистровыми каналами (см. рисунок А.9б, приложение А).

Расчет проводят в соответствии с 8.4, причем следует использовать величины V , φ_3 , φ_4 по формулам:

$$V = 1 - \frac{b_2}{t_s}, \quad (112)$$

$$\varphi_3 = V\varphi_{p5}, \quad (113)$$

$$\varphi_4 = V\varphi_{p6}. \quad (114)$$

8.6 Проверка на усталостную прочность

8.6.1 Размах напряжений в сварных швах между сосудом и каналом вычисляют по формуле

$$\Delta\sigma_5 = \beta_{k1} \left[\rho_2 \frac{r_3}{s_2} (K_9 + K_{10}) + E_2 |\varepsilon_T| K_9 \right] K_{11}, \quad (115)$$

$$\text{где } K_9 = 1,6 \frac{s_2}{h_2} \left[1 + 1,5 \left(1 - \frac{s_2}{h_2} \cos 0,8\gamma \right) \right], \quad (116)$$

$$K_{10} = 1 \text{ для V-образного сварного шва по рисунку А.11а, в, приложение А,} \quad (117)$$

$$K_{10} = 3 + 3,5 \frac{a}{s_2} \text{ для углового сварного шва по рисунку А.11б, приложение А.} \quad (117)$$

$$K_{11} = 1 \text{ для V-образного сварного шва по рисунку А.11а, в, приложение А,} \quad (118)$$

$$K_{11} = \left(\frac{s_2}{a} \right)^2 \text{ для углового сварного шва по рисунку А.11б, приложение А.} \quad (118)$$

8.6.2 Размах напряжений в поперечном сечении канала вычисляют по формуле

$$\Delta\sigma_6 = \frac{\rho_1 \frac{D_p}{2s_1} + E_2 |\varepsilon_T|}{1 + \frac{r_3 s_2}{t_s s_1} \frac{\pi\gamma}{90^\circ}}. \quad (119)$$

8.6.3 Проверку на малоцикловую прочность проводят из условий:

$$\Delta\sigma_5 \leq [\tilde{\sigma}]_5 \text{ или } N \leq [N]_5, \quad (120)$$

$$\Delta\sigma_6 \leq [\tilde{\sigma}]_6 \text{ или } N \leq [N]_6. \quad (121)$$

Допускаемые размахи напряжений $[\tilde{\sigma}]_5$ и $[\tilde{\sigma}]_6$ или допускаемое число рабочих циклов $[N]_5$ и $[N]_6$ определяют согласно 5.6.3. Индекс 5 относится к сварному шву между корпусом сосуда и каналом, а индекс 6 — к каналам.

Приложение А
(справочное)

Рисунки, поясняющие текст стандарта и расчетные размеры

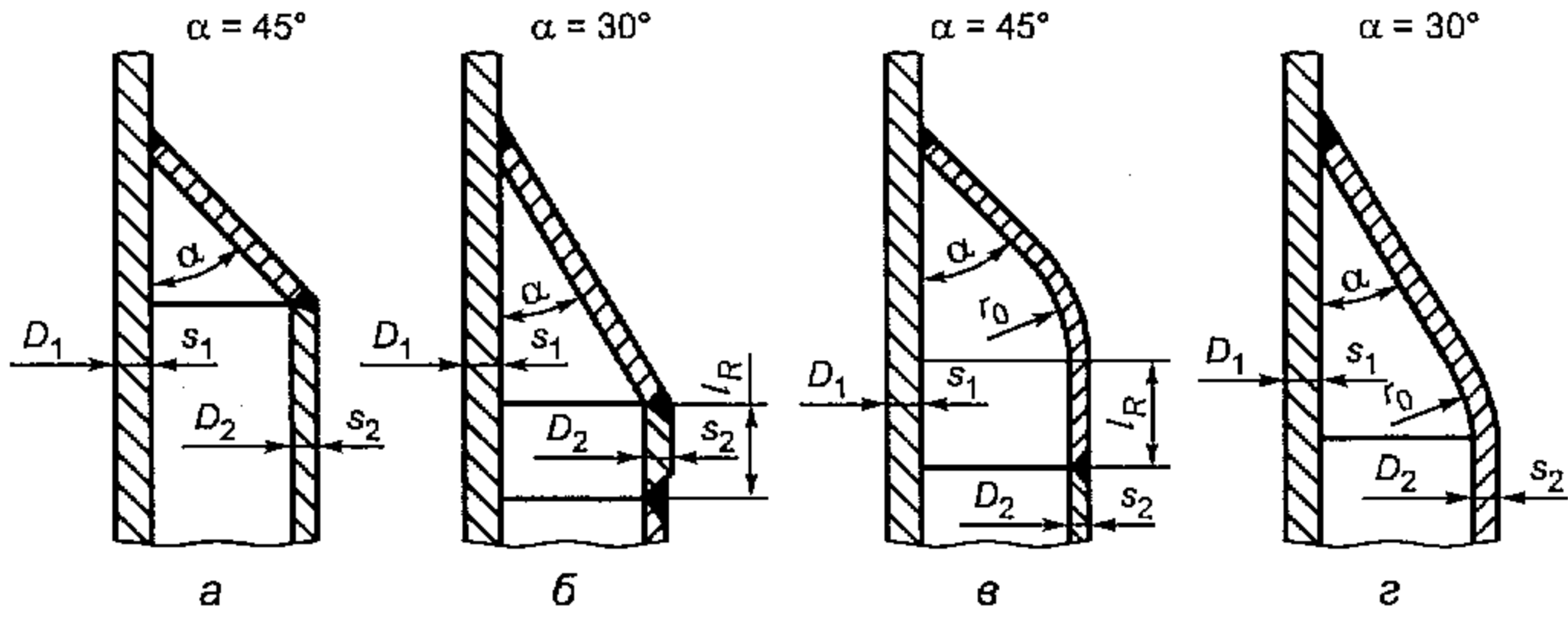


Рисунок А.1 — Сопряжение рубашки с корпусом сосуда с помощью конуса

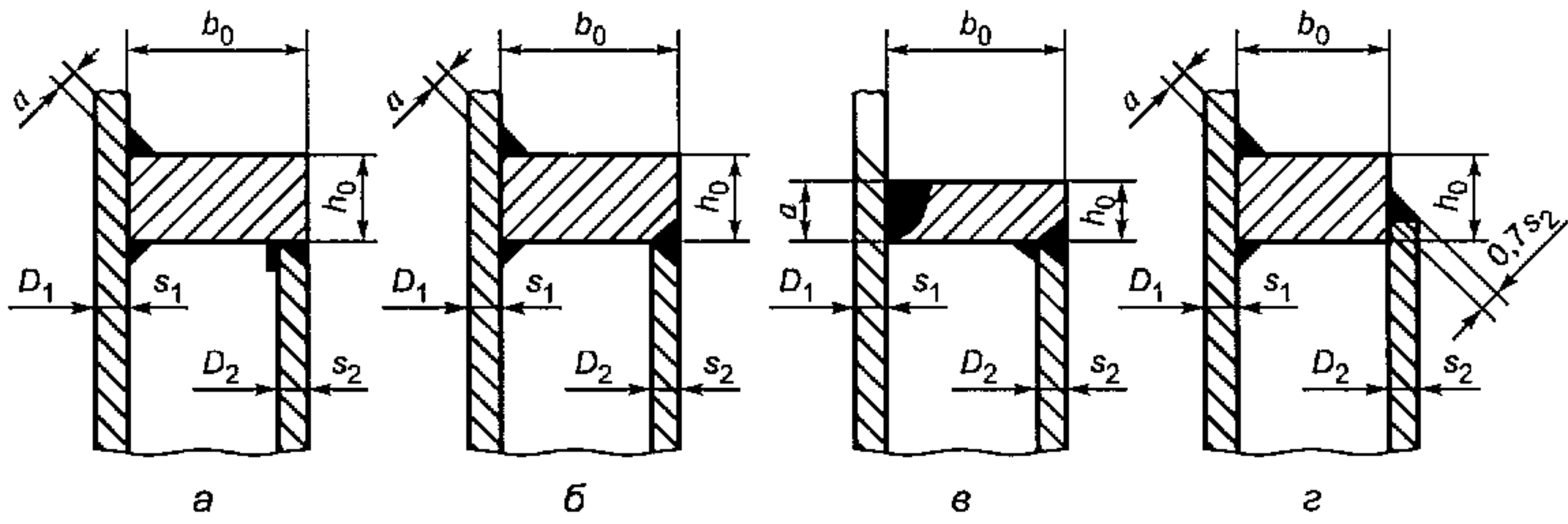


Рисунок А.2 — Сопряжение рубашки с корпусом сосуда с помощью кольца

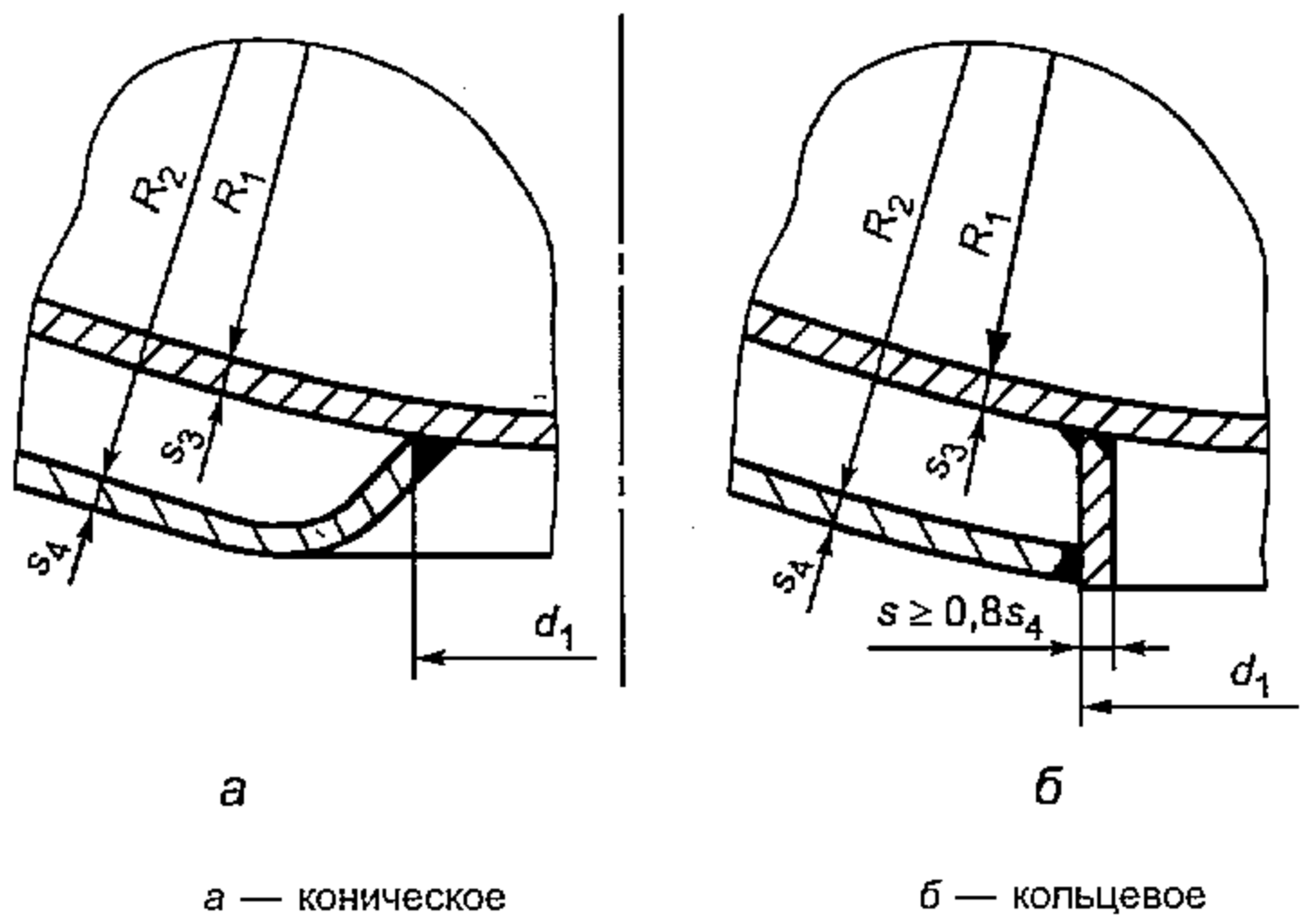


Рисунок А.3 — Сопряжение рубашки с днищем

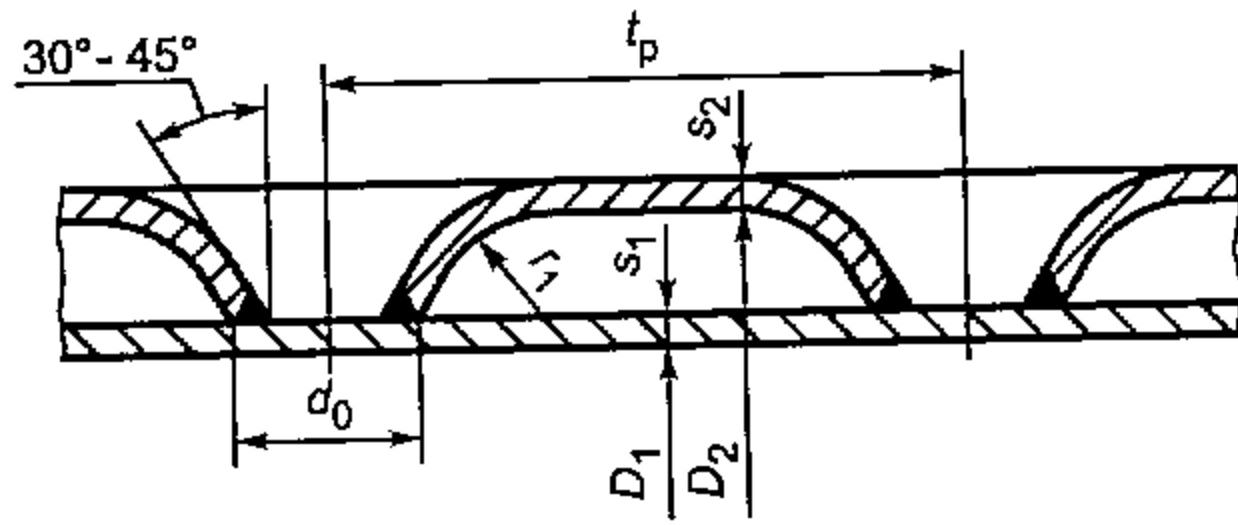
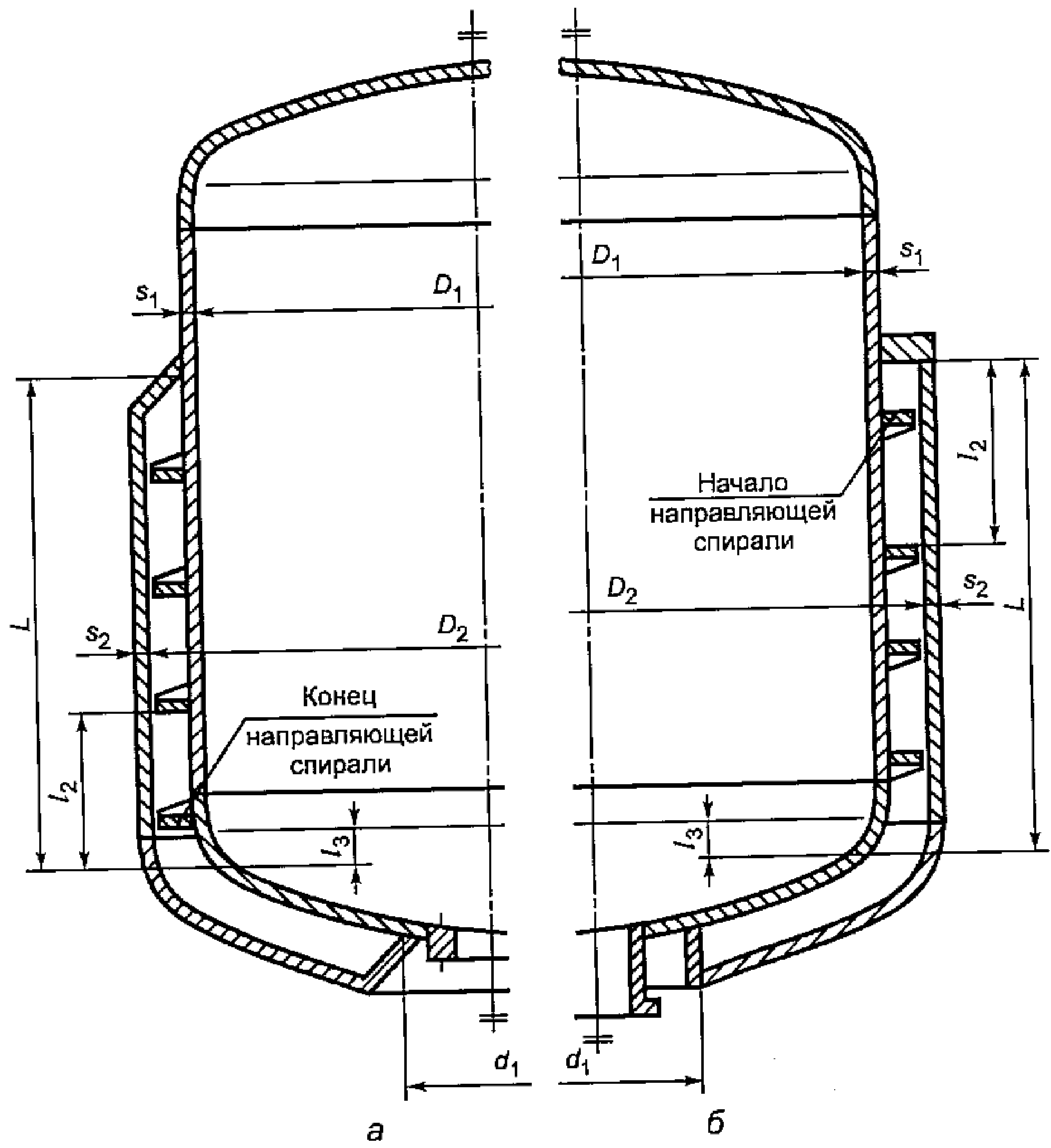


Рисунок А.4 — Сопряжение рубашки с корпусом сосуда отбортовкой



а — с сопряжением с помощью конуса; б — с сопряжением с помощью кольца

Рисунок А.5 — Сосуды с U-образной рубашкой

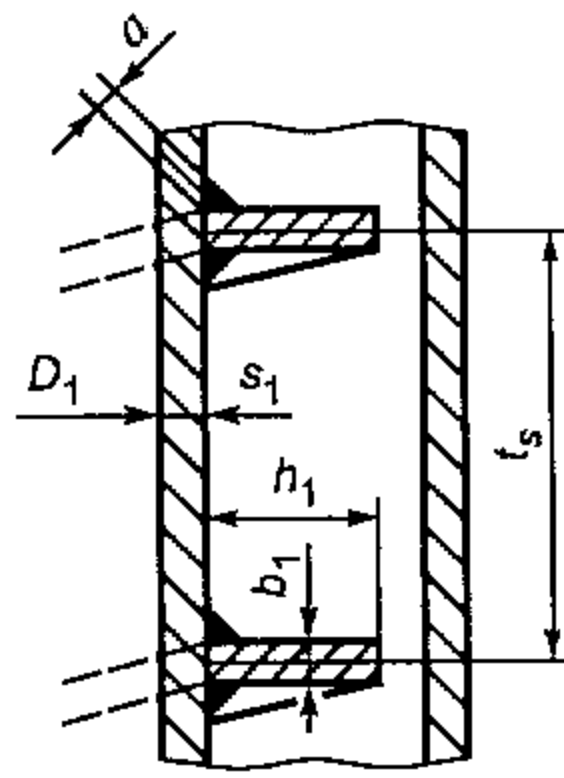
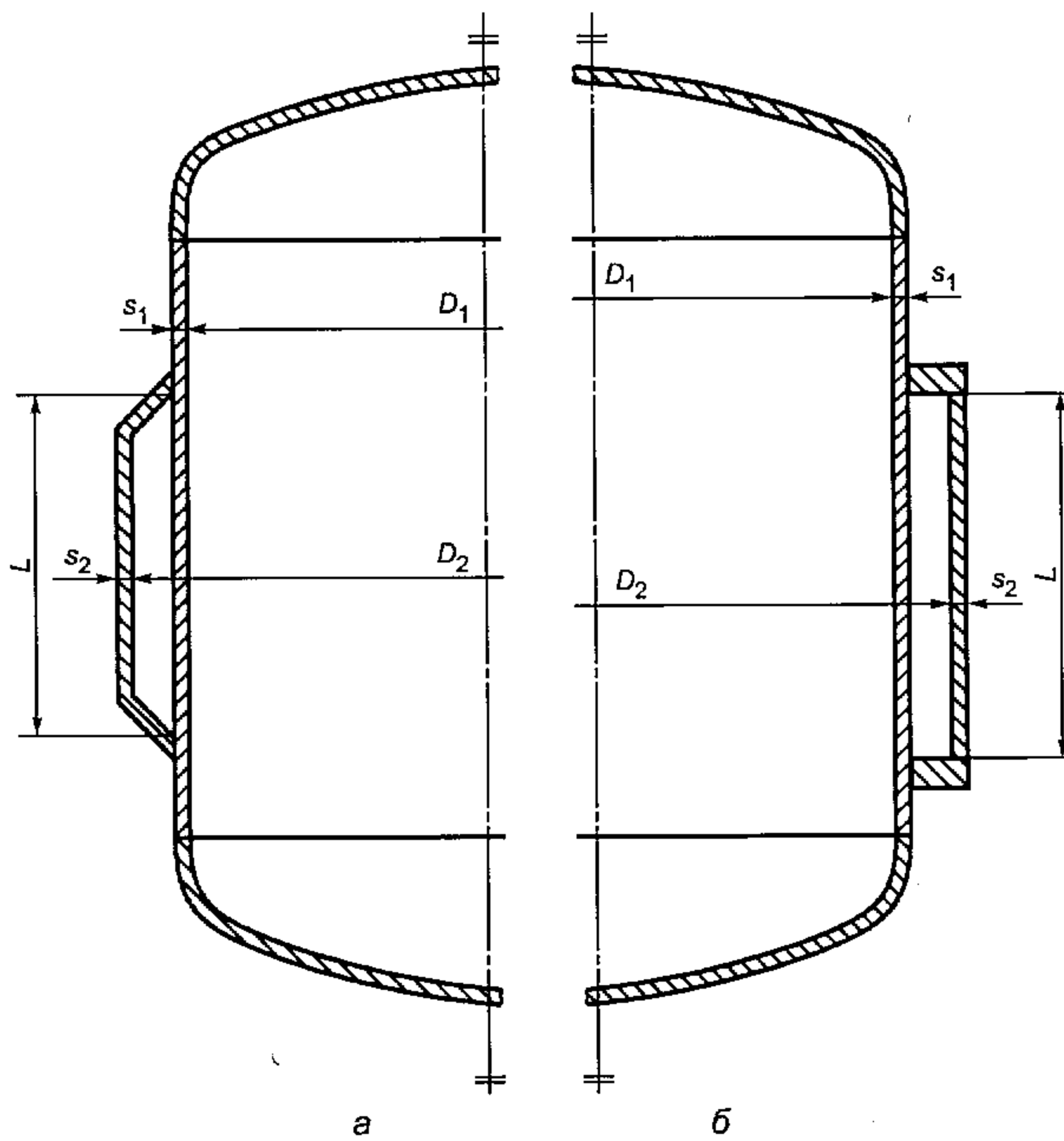
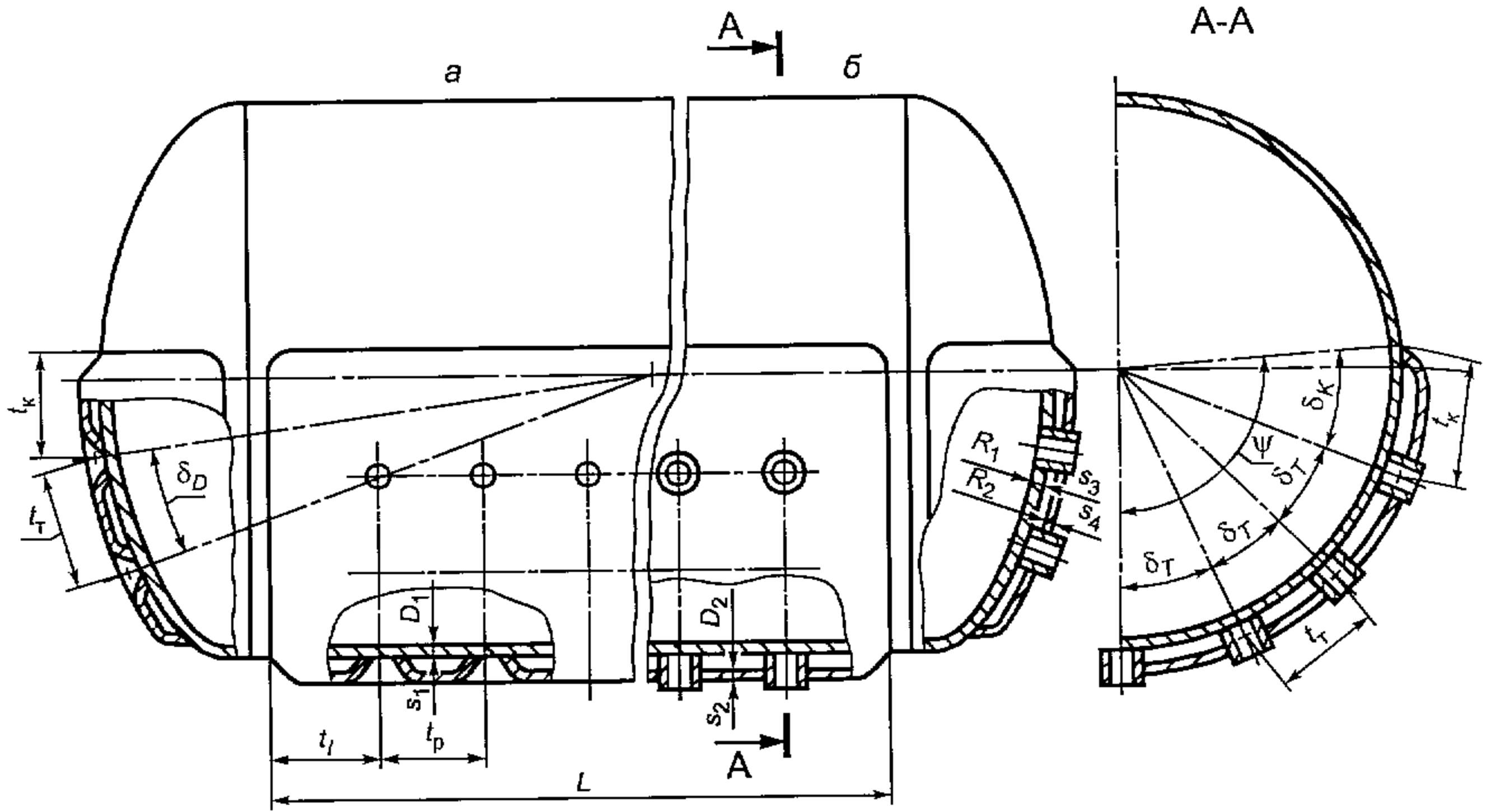


Рисунок А.6 — Направляющая спираль



а — с сопряжением с помощью конуса; б — с сопряжением с помощью кольца

Рисунок А.7 — Сосуды с цилиндрической рубашкой



а — с отбортовкой; б — с анкерными трубами

Рисунок А.8 — Сосуды с рубашками, сопряженными с корпусом сосуда анкерными трубами или отбортовкой

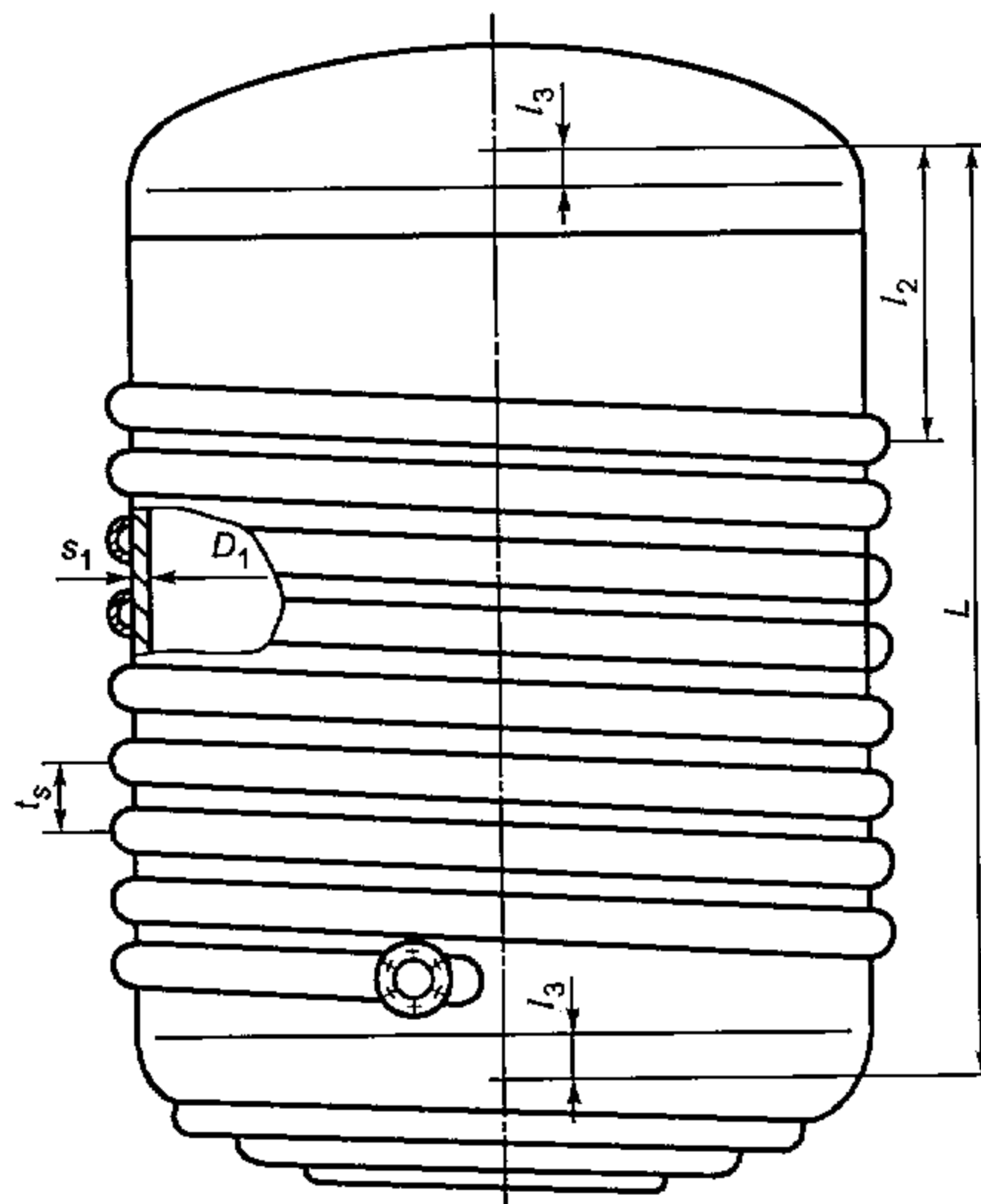


Рисунок А.9а — Сосуды со змеевиковыми каналами

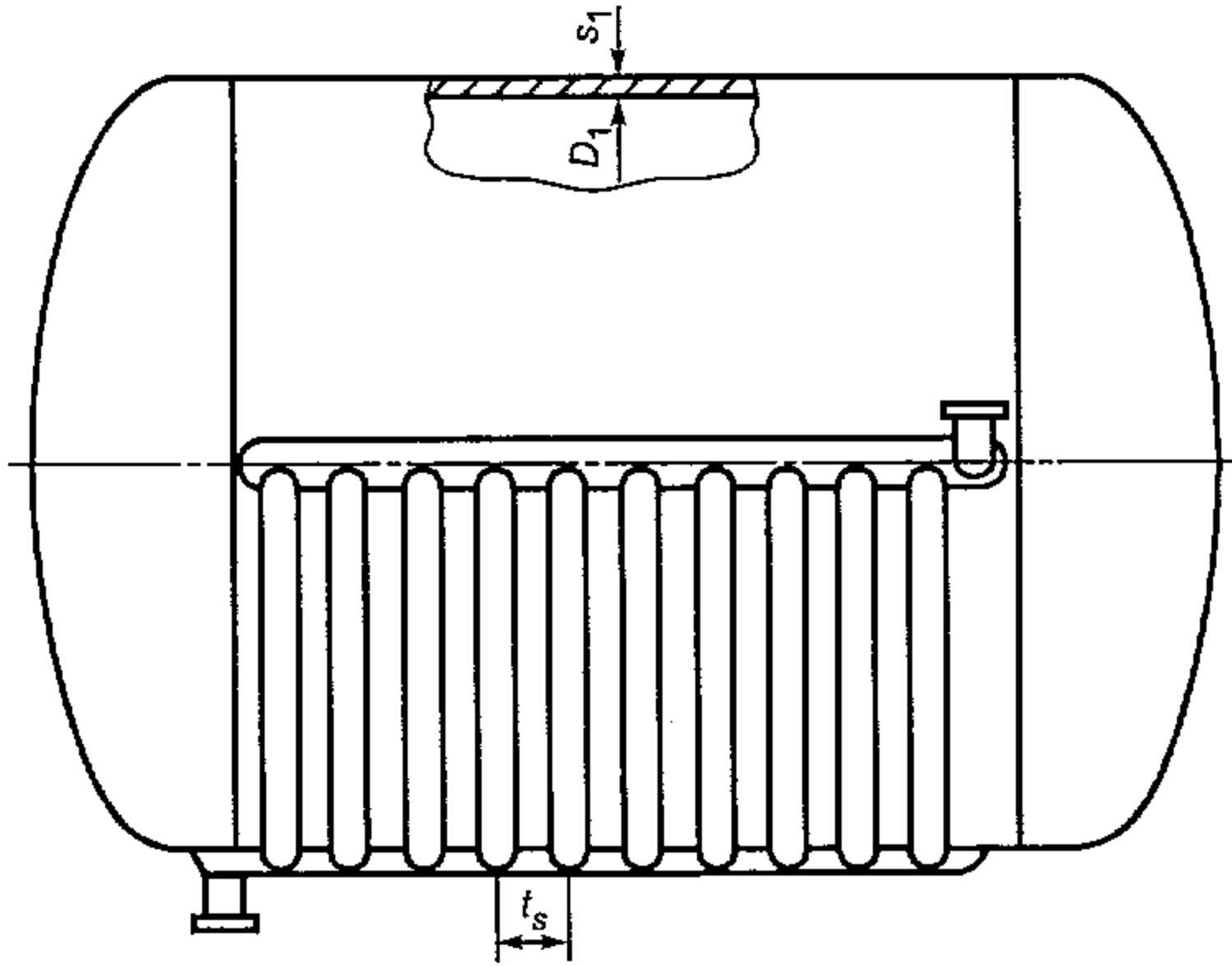


Рисунок А.9б — Сосуды с регистровыми каналами

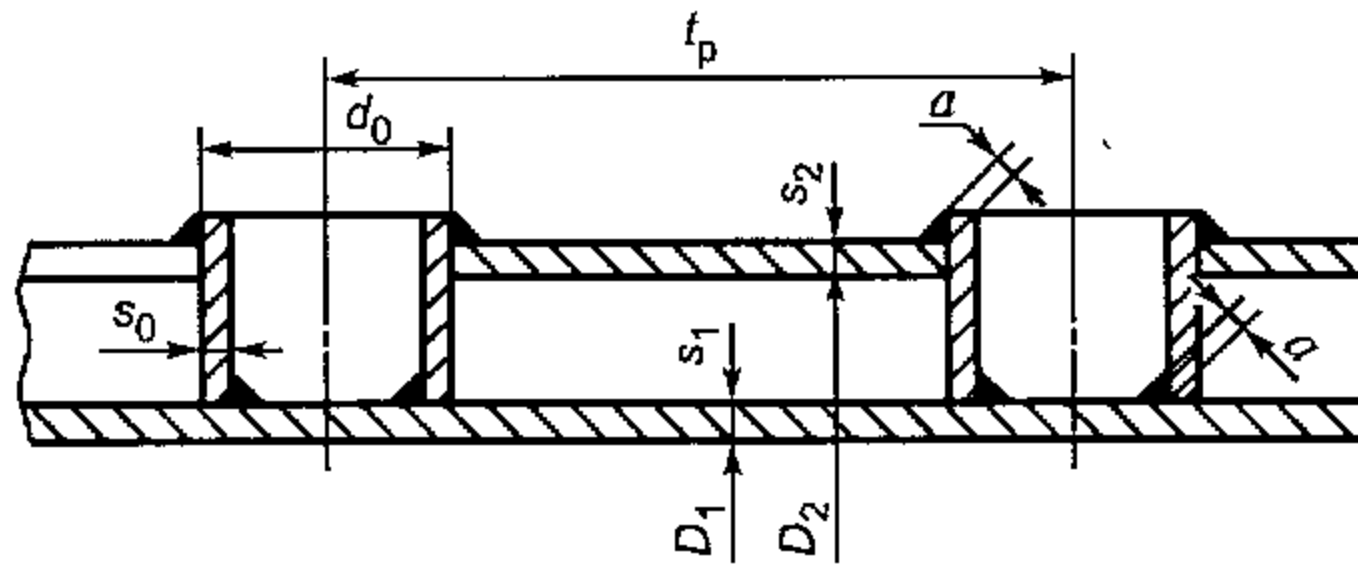
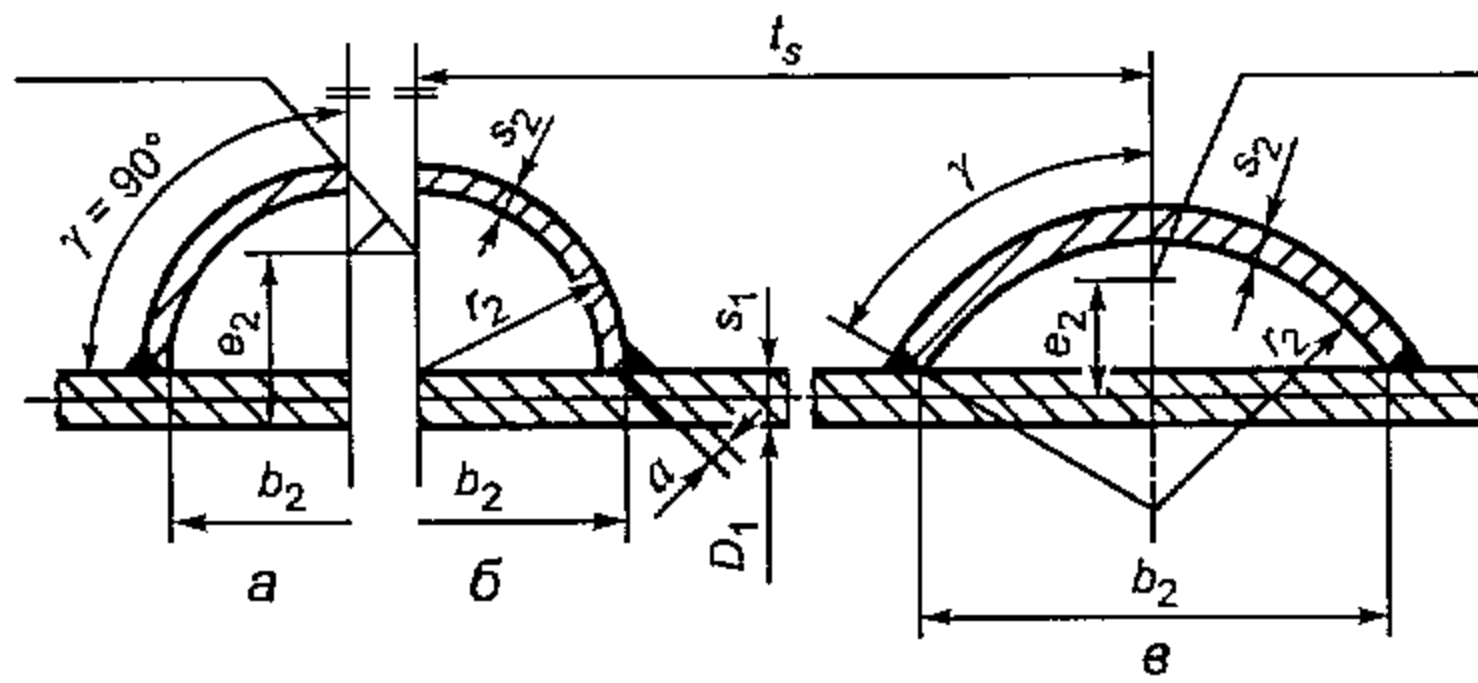


Рисунок А.10 — Сопряжение рубашки с корпусом сосуда анкерными трубами



а — полукруглое сечение с V-образным швом; б — полукруглое сечение с угловым швом; в — сегментное сечение

Рисунок А.11 — Каналы

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

Г02

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты с рубашками, нормы и методы расчета на прочность

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.9—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Определение напряжений в местах пересечений
штуцеров с обечайками и днищами
при воздействии давления и внешних нагрузок
на штуцер**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Обозначения	1
4 Общие положения	2
5 Расчет напряжений в цилиндрической обечайке	2
6 Расчет напряжений в сферическом днище	6

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Определение напряжений в местах пересечений штуцеров с обечайками и днищами при воздействии давления и внешних нагрузок на штуцер

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation.
Determination of stresses at nozzle-to-shell and head junctions under action
of pressure and external loads on the nozzle

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает методы расчета напряжений в местах пересечения штуцеров с цилиндрическими обечайками и сферическими днищами при нагружении внутренним давлением и внешними статическими нагрузками на штуцер. Методы расчета применимы при расположении штуцеров перпендикулярно к стенке сосуда.

Настоящий стандарт применяется совместно с ГОСТ Р 52857.1, ГОСТ Р 52857.3.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52857.1—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования
ГОСТ Р 52857.3—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

C_1, C_2, C_3 — коэффициенты;
 D_c — средний диаметр обечайки у отверстия, мм;
 d_c — средний диаметр штуцера, мм;
 L — ширина накладного кольца, мм;
 l — длина штуцера, мм;
 F — осевые усилия, Н;
 M_x — изгибающий момент в окружном направлении обечайки, Н · мм;
 M_y — изгибающий момент в продольном направлении обечайки, Н · мм;

M_B — изгибающий момент, действующий на штуцер сферического днища, Н · мм;
 N_p — число циклов нагружения давлением;
 N_F — число циклов нагружения от осевого усилия;
 p — расчетное внутреннее избыточное давление, МПа;
 R_c — средний радиус оболочки около отверстия, мм;
 s — толщина стенки обечайки или днища, мм;
 s_1 — толщина стенки штуцера, мм;
 s_2 — толщина стенки накладного кольца, мм;
 s_3 — эквивалентная расчетная толщина стенки, мм;
 $\alpha_p, \alpha_F, \alpha_M$ — коэффициенты концентрации напряжений около штуцера;
 λ_c — геометрический параметр для цилиндрической обечайки;
 λ_s — геометрический параметр для сферического днища.

4 Общие положения

Приведенный в настоящем стандарте метод расчета по определению напряжений в месте пересечения штуцеров с обечайками и днищами применяется в качестве дополнения к расчету по ГОСТ Р 52857.3, когда по тем или иным условиям не применим метод расчета по предельным нагрузкам. Такие условия возникают, когда сосуд работает при переменном режиме нагружения и возможно разрушение из-за накопления пластических деформаций или усталости металла либо под воздействием агрессивной среды в аппарате снижаются пластические свойства материала.

В связи со сложностью расчета напряжений в местах пересечения штуцеров с корпусом сосуда допускается применять другие методы расчета, например численные методы исследований напряжений, основанные на методе конечных элементов или экспериментальные методы определения напряжений.

5 Расчет напряжений в цилиндрической обечайке (см. рисунок 1)

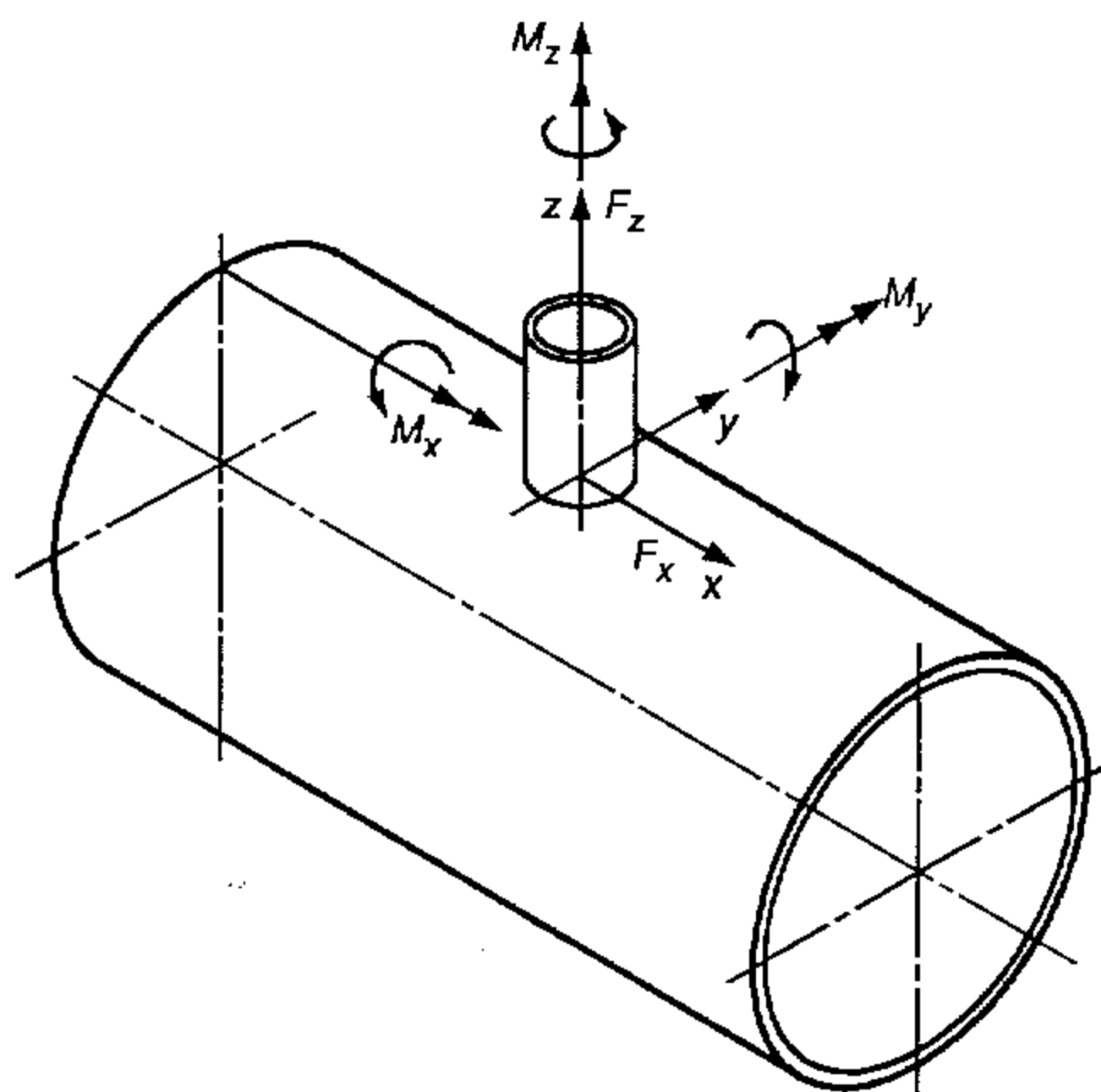


Рисунок 1 — Схема нагружения штуцера внешними нагрузками

5.1 Условия применения расчетных формул

Формулы применимы при следующих условиях:

а) $0,001 \leq s/D_c \leq 0,1$;

б) $\lambda_c = \frac{d_c}{\sqrt{D_c s_3}} \leq 10$;

в) штуцер расположен на расстоянии не менее $\sqrt{R_c s_3}$ от других местных нагрузок;

г) толщина штуцера, равная s_1 , должна сохраняться на длине $l \geq \sqrt{d_c s_1}$.

5.2 Определение эквивалентной толщины стенки обечайки около штуцера

Эквивалентную толщину стенки обечайки около штуцера вычисляют по формулам:

а) если накладного кольца нет, то

$$s_3 = s;$$

б) если установлено накладное кольцо, то при $L \geq \sqrt{R_c (s + s_2)}$ $s_3 = s + s_2$,

если $L < \sqrt{R_c (s + s_2)}$,

$$s_3 = s + \min \left(s_2 \frac{L}{\sqrt{D_c (s + s_2)}}; s_2 \right).$$

5.3 Определение максимальных напряжений

5.3.1 Определение максимального напряжения от внутреннего давления

Максимальное напряжение от внутреннего давления вычисляют по формуле

$$\sigma_p = \left(\frac{\rho D_c}{2s_3} \right) \frac{2 + 2 \frac{d_c}{D_c} \sqrt{\frac{d_c s_1}{D_c s_3}} + 1,25 \frac{d_c}{D_c} \sqrt{\frac{P_c}{s_3}}}{1 + \frac{s_1}{s_3} \sqrt{\frac{d_c s_1}{D_c s_3}}}. \tag{1}$$

5.3.2 Определение максимального напряжения от осевого усилия

Максимальное напряжение от осевого усилия вычисляют по формуле

$$\sigma_F = \frac{2,25}{C_1} \left(\frac{F_z}{s_3^2} \right). \tag{2}$$

Коэффициент C_1 определяют по графику, приведенному на рисунке 2, или вычисляют по формуле

$$C_1 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4.$$

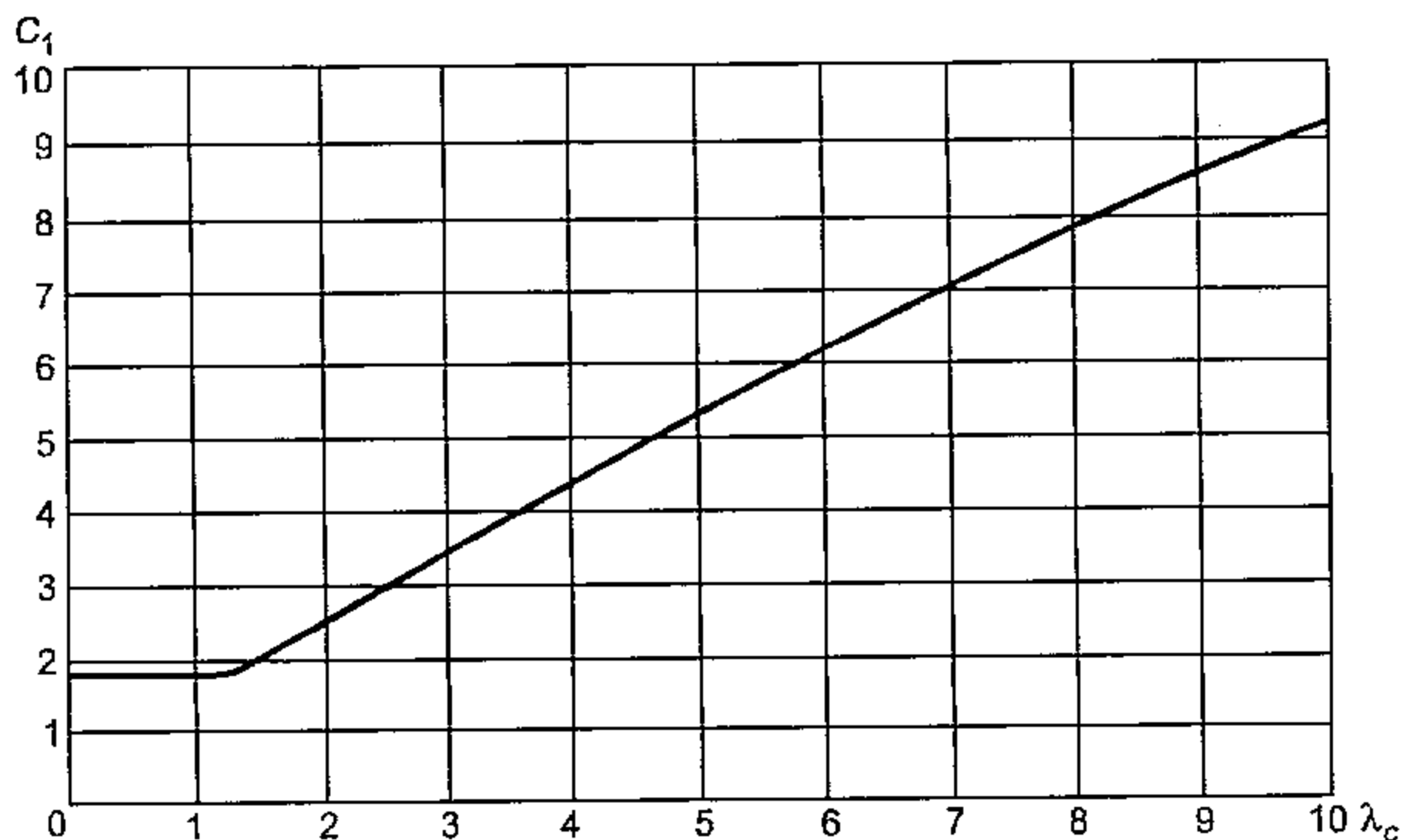


Рисунок 2 — График для определения C_1

Коэффициенты a_0 — a_4 определяют по таблице 1.

Т а б л и ц а 1 — Коэффициенты для определения C_1

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
0,60072181	0,95196257	0,0051957881	-0,001406381	0

5.3.3 Определение максимального напряжения от изгибающего момента M_x
Максимальное напряжение от изгибающего момента M_x вычисляют по формуле

$$\sigma_{M_x} = \frac{2,25}{C_2} \left(\frac{4M_x}{s_3^2 d_c} \right). \quad (3)$$

Коэффициент C_2 определяют по графику, приведенному на рисунке 3, или вычисляют по формуле

$$C_2 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4.$$

Коэффициенты a_0 — a_4 определяют по таблице 2.

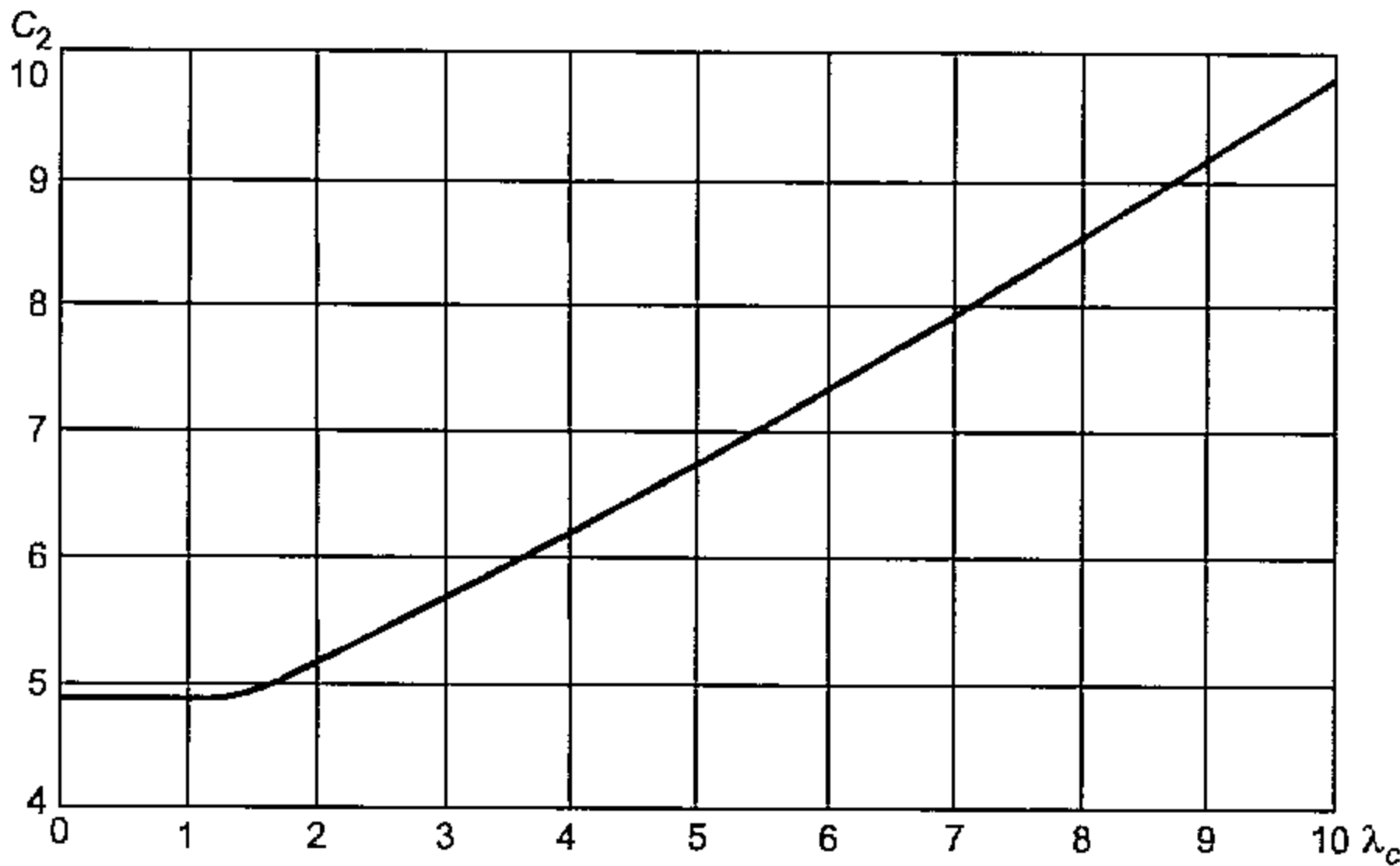


Рисунок 3 — График для определения C_2

Т а б л и ц а 2 — Коэффициенты для определения C_2

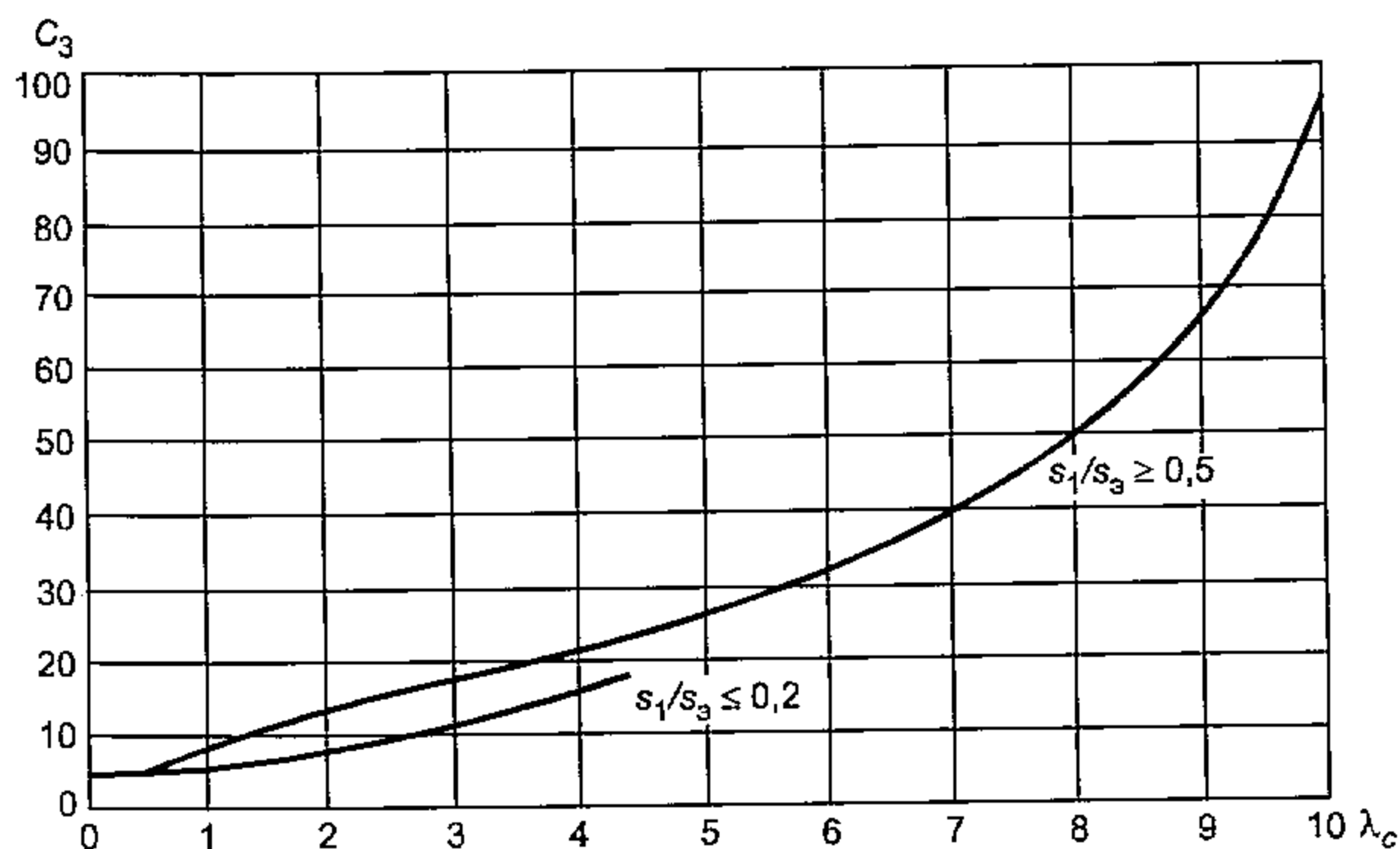
a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
4,526315	0,064021889	0,15887638	-0,021419298	0,0010350407

5.3.4 Определение максимального напряжения от изгибающего момента M_y
Максимальное напряжение от изгибающего момента M_y вычисляют по формуле

$$\sigma_{M_y} = \frac{2,25}{C_3} \left(\frac{4M_y}{s_3^2 d_c} \right). \quad (4)$$

Коэффициент C_3 определяют по графику, приведенному на рисунке 4, или вычисляют по формуле

$$C_3 = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4.$$

Рисунок 4 — График для определения C_3

Коэффициенты a_0 — a_4 определяют по таблице 3.

Т а б л и ц а 3 — Коэффициенты для определения C_3

s_1/s_3	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
$\leq 0,2$	4,8844124	-0,071389214	0,79991259	-0,024155709	0
$\geq 0,5$	6,3178075	-3,6618209	4,5145391	-0,83094839	0,050698494

5.4 Условия прочности при совместном действии статических нагрузок

Для пластичного в условиях эксплуатации материала условия прочности выполняются, если

$$\sqrt{(\sigma_p + \sigma_F)^2 + (\sigma_{M_x}^2 + \sigma_{M_y}^2)} \leq 3[\sigma]. \quad (5)$$

При направлении F_z от поверхности стенки сосуда σ_F имеет знак плюс.

Если материал не обладает достаточной пластичностью (удлинение при разрыве стандартного образца составит менее 14 %, а ударная вязкость на образцах KCV менее 27 Дж/см²), то допускаемое напряжение определяют на основании специальных исследований.

5.5 Условия прочности при малоцикловой нагрузке

Условия прочности при циклическом нагружении давлением p , осевым усилием на штуцер F_z и изгибающими моментами (M_x , M_y) проверяют по ГОСТ Р 52857.6.

Допускаемое число циклов определяют по ГОСТ Р 52857.6. Амплитуды напряжений, необходимые для определения допускаемых чисел циклов, равны:

$$\sigma_{ap} = \frac{\sigma_p}{2}; \quad \sigma_{aF} = \frac{\sigma_F}{2}; \quad \sigma_{aM_x} = \frac{\sigma_{M_x}}{2}; \quad \sigma_{aM_y} = \frac{\sigma_{M_y}}{2}. \quad (6)$$

5.6 Проверку прочности штуцера от меридиональных напряжений выполняют по ГОСТ Р 52857.3.

6 Расчет напряжений в сферическом днище ¹⁾

6.1 Условия применения расчетных формул

Формулы применимы при следующих условиях:

а) $0,001 \leq s / R_c \leq 0,1$;

б) расстояние от штуцера до другого концентратора напряжений должно быть не менее $\sqrt{R_c s_3}$;

в) толщина штуцера, равная s_1 , должна сохраняться на длине $l \geq \sqrt{d_c s_1}$;

г) штуцер расположен перпендикулярно к поверхности оболочки;

д) $\lambda_s = \frac{d_c}{\sqrt{R_c s_3}} \leq 10$.

6.2 Определение эквивалентной толщины стенки днища около штуцера

Эквивалентную толщину стенки днища около штуцера вычисляют:

а) если нет накладного кольца, то $s_3 = s$;

б) если установлено накладное кольцо, то при $L \geq \sqrt{R_c (s + s_2)}$ $s_3 = s + s_2$,

если $L < \sqrt{R_c (s + s_2)}$,

$$s_3 = s + \min \left(s_2 \frac{L}{\sqrt{D_c (s + s_2)}}; s_2 \right).$$

6.3 Определение максимальных напряжений

6.3.1 Определение максимального напряжения от внутреннего давления

Максимальное напряжение от внутреннего давления вычисляют по формуле

$$\sigma_p = \alpha_p \frac{p R_c}{2 s_3}, \quad (7)$$

где α_p — коэффициент концентрации, определяемый по графикам, приведенным на рисунках 5, 6.

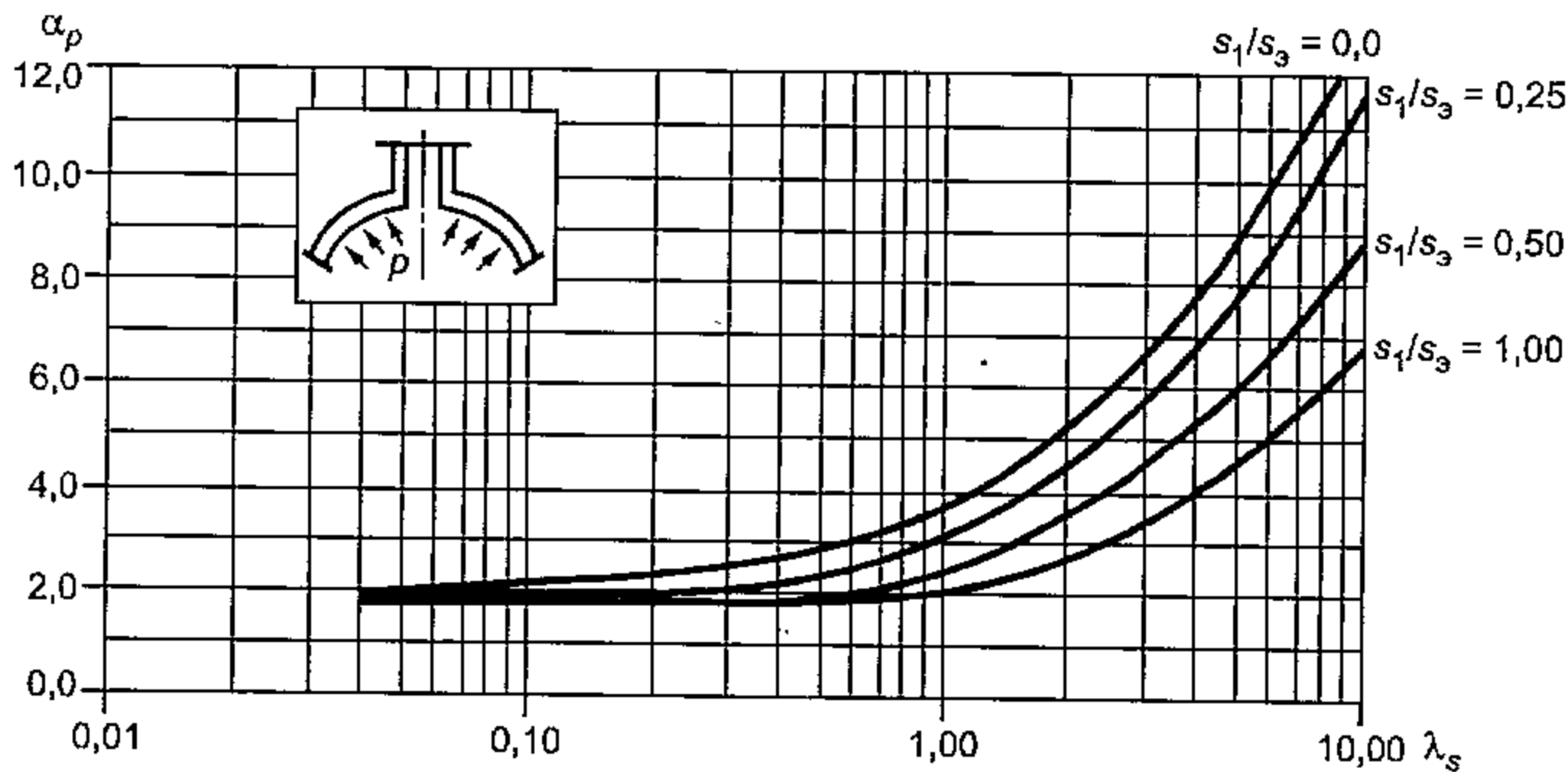


Рисунок 5 — Коэффициенты концентрации в месте пересечения штуцера со сферической оболочкой при внутреннем давлении

¹⁾ Расчет может быть применен для эллиптического днища, если расстояние от наружной кромки штуцера до центра днища, измеренного по хорде, не более 0,4 наружного диаметра днища. Средний радиус R_c принимается равным среднему радиусу в вершине днища.

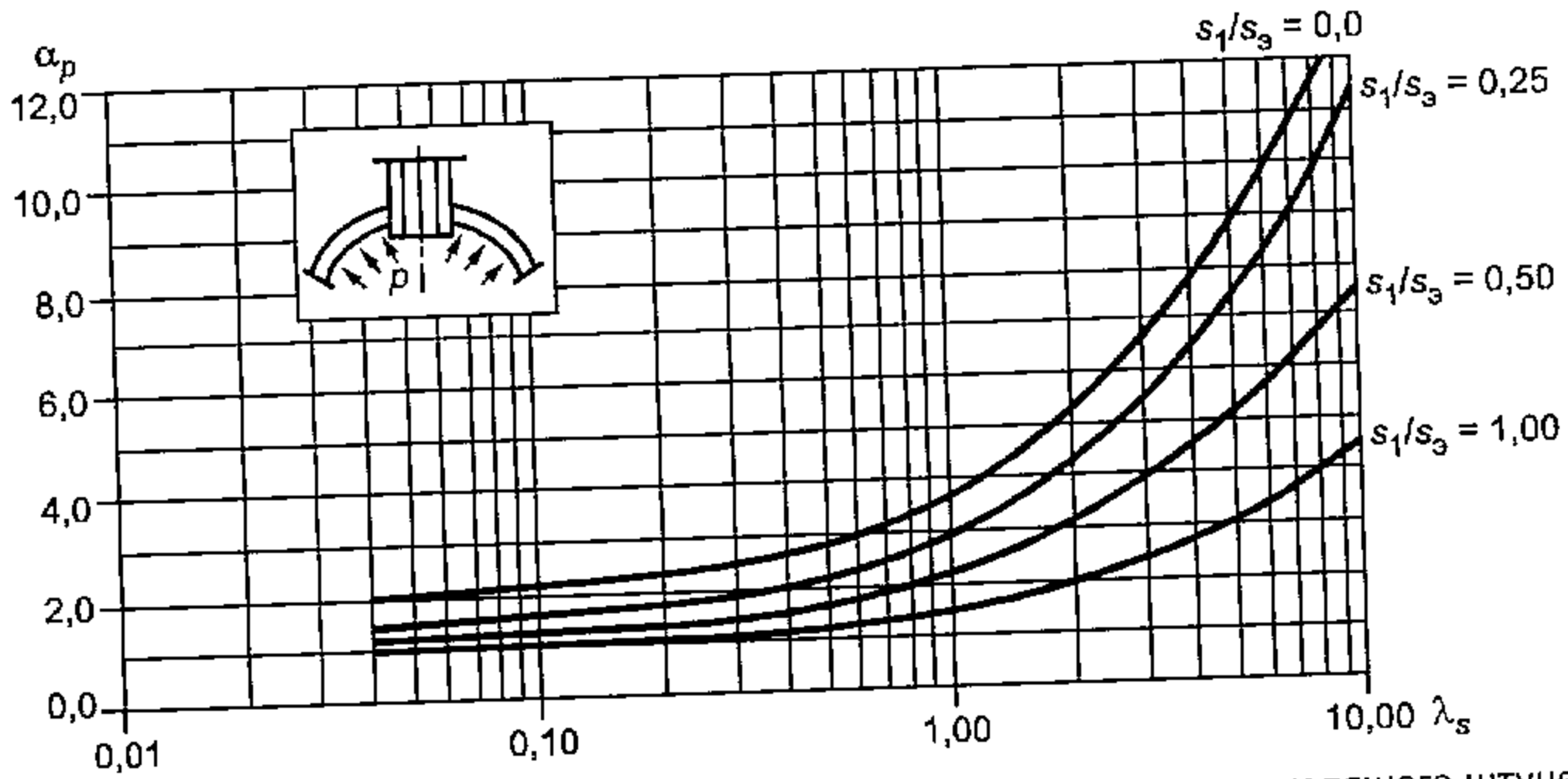


Рисунок 6 — Коэффициенты концентрации в месте пересечения проходящего штуцера со сферической оболочкой при внутреннем давлении

6.3.2 Определение максимального напряжения от осевого усилия
 Максимальное напряжение от осевого усилия вычисляют по формуле

$$\sigma_F = \alpha_z \left(\frac{F_z}{\pi d_c s_3} \right) \sqrt{\frac{R_c}{s_3}}, \quad (8)$$

где α_z — коэффициент концентрации, определяемый по графикам, приведенным на рисунках 7, 8.

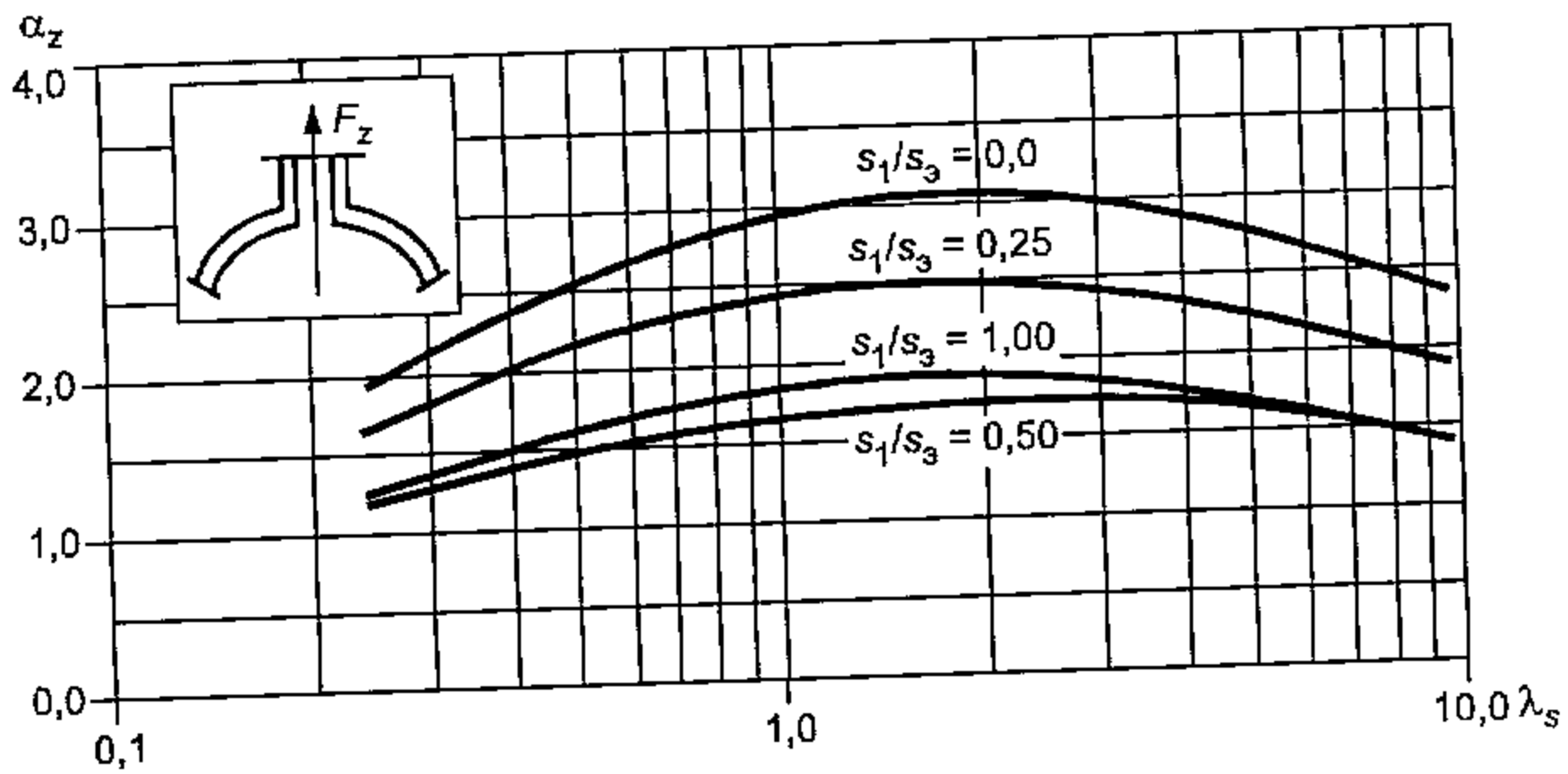


Рисунок 7 — Коэффициенты концентрации в месте пересечения штуцера со сферической оболочкой при осевом усилии на штуцер

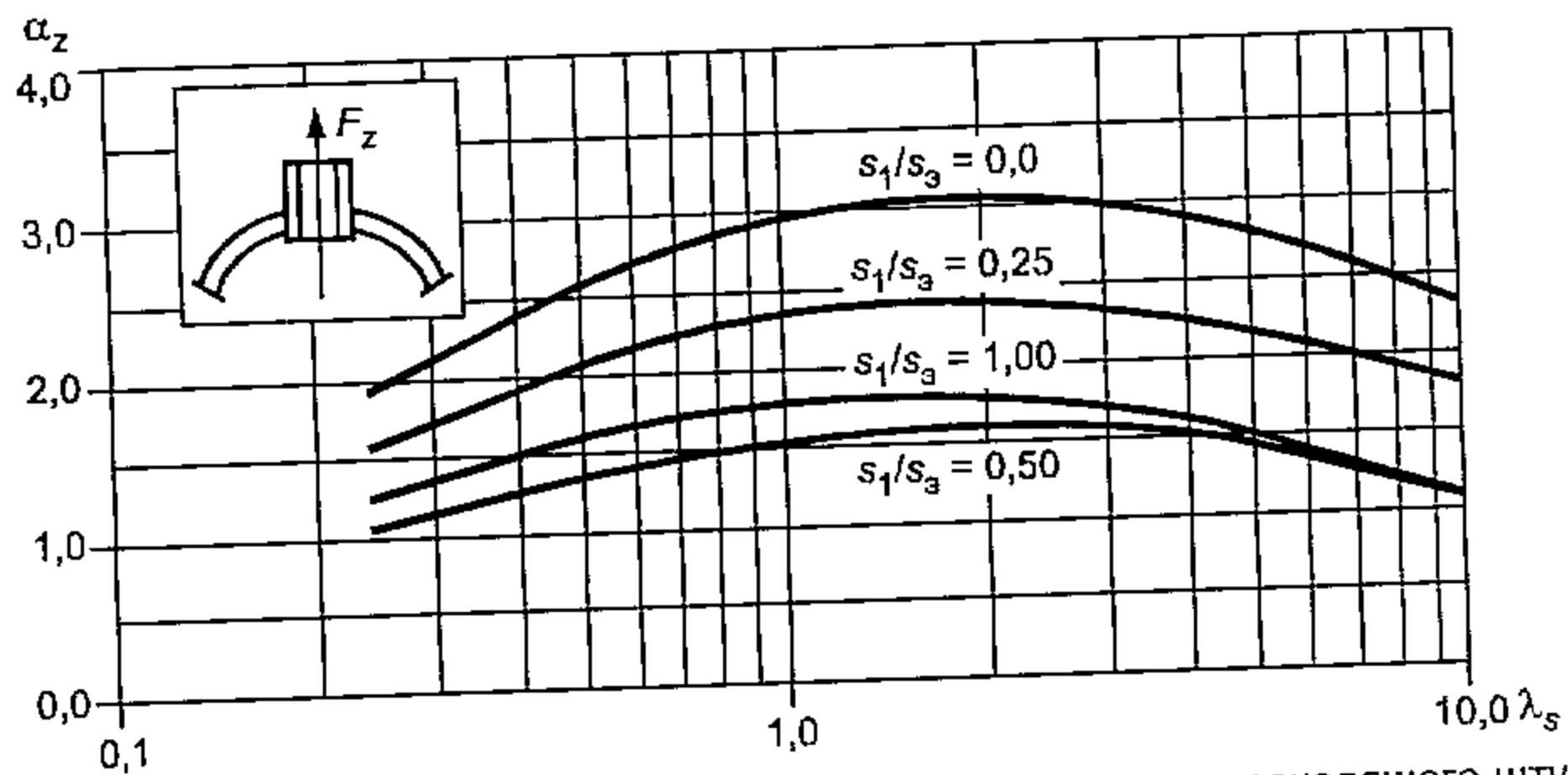


Рисунок 8 — Коэффициенты концентрации в месте пересечения проходящего штуцера со сферической оболочкой при осевом усилии на штуцер

6.3.3 Определение максимальных напряжений от изгибающего момента

Максимальное напряжение от изгибающего момента вычисляют по формуле

$$\sigma_M = \alpha_M \left(\frac{4M_B}{\pi d_c^2 s_3} \right) \sqrt{\frac{R_c}{s_3}}, \quad (9)$$

где α_M — коэффициент концентрации, определяемый по графикам, приведенным на рисунках 9, 10.

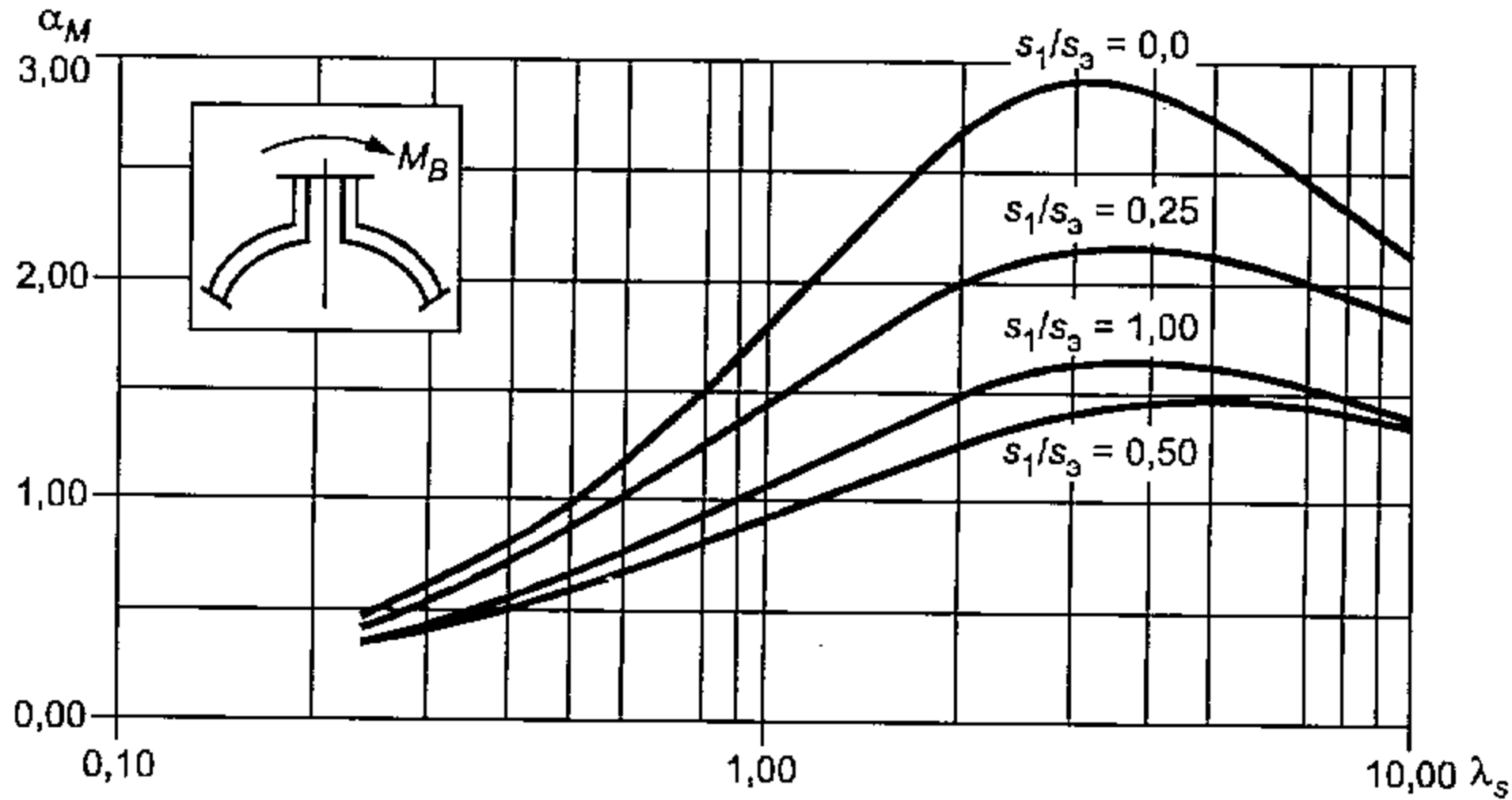


Рисунок 9 — Коэффициенты концентрации в месте пересечения штуцера со сферической оболочкой при нагружении штуцера изгибающим моментом

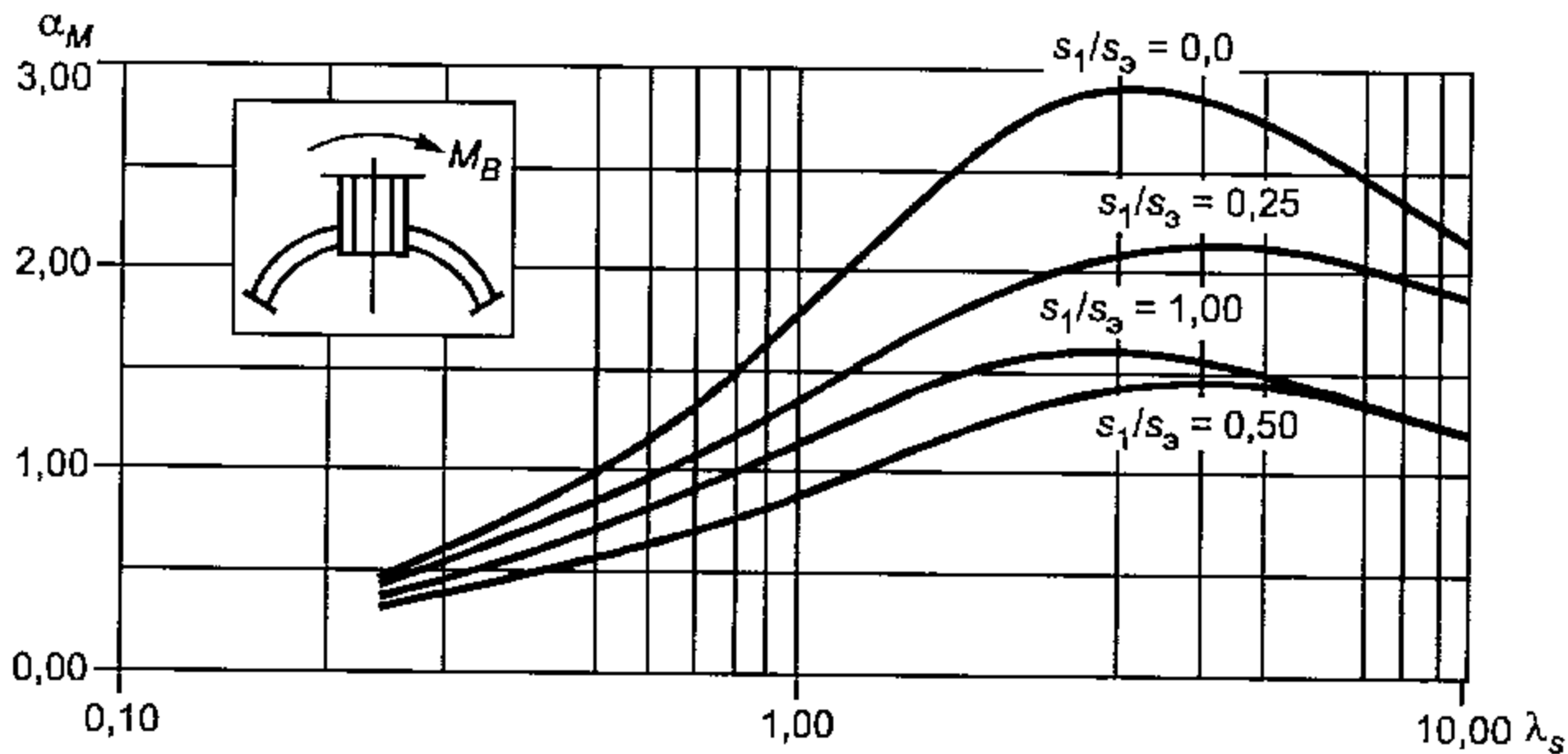


Рисунок 10 — Коэффициенты концентрации в месте пересечения проходящего штуцера со сферической оболочкой при нагружении штуцера изгибающим моментом

6.4 Условия прочности при совместном действии статических нагрузок

Для пластичного в условиях эксплуатации материала условия прочности выполняются, если:

$$\sqrt{\sigma_p^2 + (\sigma_F + \sigma_M)^2} \leq 3[\sigma]. \quad (10)$$

Если материал не обладает достаточной пластичностью (удлинение при разрыве стандартного образца составит менее 14 %, а ударная вязкость на образцах KCV менее 27 Дж/см²), то допускаемое напряжение определяют на основании специальных исследований.

6.5 Условия прочности при малоцикловой нагрузке

Условия прочности при совместном действии малоцикловой нагрузок от давления p , осевого усилия F_z и изгибающего момента M_B выполняются по ГОСТ Р 52857.6.

Амплитуды напряжений, необходимые для определения допускаемых чисел циклов, равны

$$\sigma_{ap} = \frac{\sigma_p}{2}; \quad \sigma_{aF} = \frac{\sigma_F}{2}; \quad \sigma_{aM} = \frac{\sigma_M}{2}. \quad (11)$$

6.6 Проверку прочности штуцера от продольных напряжений выполняют по ГОСТ Р 52857.3.

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

ГО2

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, штуцера, определение напряжений, нормы и методы расчета на прочность

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.10—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Сосуды и аппараты, работающие
с сероводородными средами**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Обозначения	2
4 Общие положения	2
5 Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности	2
6 Прибавки к расчетным толщинам элементов, работающих под внутренним давлением в контакте с коррозионно-активными сероводородосодержащими средами	3

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Сосуды и аппараты, работающие с сероводородными средами

Vessels and apparatus.
Norms and methods of strength calculation.
Vessels and apparatus involving hydrogen sulphide media

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность сосудов и аппаратов из углеродистых и низколегированных сталей, работающих в условиях воздействия статических и повторно-статических нагрузок под избыточным давлением при температурах не выше 200 °С в коррозионно-активных сероводородосодержащих влажных средах.

Общий принцип подхода к расчету, использованный в настоящем стандарте, состоит в ограничении растягивающих напряжений (мембранных, изгибных — общих и местных), контактирующих с коррозионно-активными сероводородосодержащими средами, в дополнение к обычному расчету по предельному состоянию, выполняемому в соответствии с нормативными документами.

Настоящий стандарт применяется совместно с ГОСТ Р 52857.1.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:

- ГОСТ Р 52857.1—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования
- ГОСТ Р 52857.2—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек
- ГОСТ Р 52857.3—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлении. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер
- ГОСТ Р 52857.4—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений
- ГОСТ Р 52857.5—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок
- ГОСТ Р 52857.7—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты

П р и м е ч а н и е — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

p_{H_2S} — парциальное давление сероводорода, МПа;

pH — кислотность среды;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение в рабочих условиях, МПа;

n_T — коэффициент запаса прочности по пределу текучести;

n_B — коэффициент запаса прочности по временному сопротивлению (пределу прочности);

R_{elt} — минимальный предел текучести при расчетной температуре, МПа;

$R_{p0,2lt}$ — минимальный условный предел текучести при остаточном удлинении 0,2% при расчетной температуре, МПа;

R_{mIt} — минимальное временное сопротивление (предел прочности) при расчетной температуре, МПа;

c — прибавка для компенсации коррозии, мм.

4 Общие положения

Сосуды и аппараты, работающие в контакте с коррозионно-активными водородосодержащими средами, в зависимости от парциального давления сероводорода p_{H_2S} и кислотности pH подразделяют на пять групп в соответствии с таблицей 1.

Таблица 1

Номер группы	p_{H_2S} , МПа	pH
I	$p_{H_2S} \geq 1,0$	Любое
II	$0,1 \leq p_{H_2S} < 1,0$	$\leq 5,0$
III		$> 5,0$
IV	$0,01 \leq p_{H_2S} < 0,1$	$\leq 5,0$
V	$0,0003 \leq p_{H_2S} < 0,01$	Любое

5 Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности

5.1 Допускаемые напряжения в рабочих условиях $[\sigma]$ при расчете по предельным нагрузкам элементов сосудов и аппаратов из углеродистых и низколегированных сталей, работающих при статических и повторно-статических нагрузках и температурах не выше 200 °С в коррозионно-активных сероводородосодержащих средах, вычисляют по формулам:

$$[\sigma] = \min \left(\frac{R_{elt}; R_{p0,2lt}}{n_T}; \frac{R_{mIt}}{n_B} \right),$$

где n_T и n_B определяются в соответствии с таблицей 2.

Таблица 2

Группа блока или аппарата	Коэффициенты запаса прочности	
	n_T	n_B
I	2	3
II	1,8	3
III, IV	1,6	2,6
V	По ГОСТ Р 52857.1	

Коэффициенты запасов прочности для условий испытаний и монтажа определяют по ГОСТ Р 52857.1. Предел текучести, временное сопротивление сталей марок 20ЮЧ, 20КА и 09ГСНБЦ, используемых для изготовления сосудов и аппаратов I, II и IV групп, принимают такими же как для сталей марок Ст.20 и 09Г2С, соответственно, по таблицам Б.1 и Б.2 ГОСТ Р 52857.1.

5.2 При проверке условий статической прочности элементов сосудов и аппаратов из углеродистых и низколегированных сталей, работающих при статических и повторно-статических нагрузках и температурах не выше 200 °С в коррозионно-активных сероводородосодержащих средах, и рассчитываемых не по предельным нагрузкам, а по допускаемым напряжениям, отдельно оценивают напряжения на поверхностях, контактирующих и не контактирующих с сероводородосодержащей средой.

Для оценки растягивающих общих мембранных напряжений на поверхности, контактирующей с сероводородосодержащей средой, используют допускаемые напряжения $[\sigma]$, определенные в соответствии с 5.1. При расчете значений $[\sigma]_m$ и $[\sigma]_p$, применяемых в соответствии с ГОСТ Р 52857.1 и другими стандартами при оценке растягивающих местных мембранных, общих и местных изгибных напряжений и их комбинаций на поверхности, контактирующей с сероводородосодержащей средой, используют величины допускаемых напряжений $[\sigma]$, определенные в соответствии с 5.1.

Оценку сжимающих напряжений на поверхности, контактирующей с сероводородосодержащей средой, а также напряжений на остальных поверхностях проводят так же, как для обычных сосудов и аппаратов, работающих в тех же условиях, но не подверженных воздействию коррозионно-активных сероводородосодержащих сред.

6 Прибавки к расчетным толщинам элементов, работающих под внутренним давлением в контакте с коррозионно-активными сероводородосодержащими средами

6.1 При расчете корпусов сосудов и аппаратов, работающих под внутренним давлением в контакте с коррозионно-активными сероводородосодержащими средами, необходимо учитывать прибавку для компенсации коррозии не менее $s = 3$ мм. Остальные прибавки принимают в соответствии с разделом 12 ГОСТ Р 52857.1.

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

ГО2

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, сероводород

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.11—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Метод расчета на прочность обечаек и днищ
с учетом смещения кромок сварных соединений,
угловатости и некруглости обечаек**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3 : 2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3 : 2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2007

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Обозначения	1
4 Общие положения	2
5 Смещение кромок сварных швов	3
6 Общая некруглость цилиндрических обечаек (овальность)	4
7 Локальная некруглость (увод сварных соединений, вмятины)	6
Приложение А (справочное) Рисунки, поясняющие текст стандарта	9

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек

Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation.
Method of strength calculation of shells and heads according to weld misalignment,
angular misalignment and shell nonroundness

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает нормы и методы расчета на прочность обечаек, выпуклых днищ и крышек сосудов и аппаратов, работающих в условиях однократных и многократных статических нагрузок под внутренним или наружным давлением, с учетом отклонений от правильной геометрической формы (общая и локальная некруглости, угловатость, смещение кромок сварных соединений).

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ Р 52857.1 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования

ГОСТ Р 52857.2 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек

ГОСТ Р 52857.6 — 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

ГОСТ Р 52630 — 2006 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

- a — параметр, характеризующий некруглость, %;
- c — сумма прибавок к расчетной толщине стенки обечайки, мм;
- D — внутренний диаметр идеальной обечайки, мм;
- D_k — расчетный диаметр гладкой конической обечайки, мм;
- D_{max} — наибольший наружный диаметр обечайки, мм;

- D_{\min} — наименьший наружный диаметр обечайки, мм;
 E — модуль продольной упругости при расчетной температуре, МПа;
 f — геометрический параметр обечайки;
 K_1, K_2, K_y — безразмерные коэффициенты;
 K_3 — эффективный коэффициент концентрации напряжений для сварных швов;
 l — расчетная длина гладкой обечайки, мм (см);
 $[M]$ — допускаемое число циклов нагружения;
 n — параметр зоны некруглости;
 n_y — коэффициент запаса устойчивости;
 p — расчетное внутреннее избыточное или наружное давление, МПа;
 $[p]$ — допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление, МПа;
 $[p]_E^0$ — допускаемое наружное давление из условия устойчивости в пределах упругости для обечайки с отклонениями формы, МПа;
 $[p]_E$ — допускаемое наружное давление из условия устойчивости в пределах упругости для оболочки круговой формы (без дефектов), МПа;
 $p_{кр}$ — критическое давление длинной обечайки, МПа;
 $[p]_p$ — допускаемое наружное давление из условия прочности $\varphi = 1$, МПа;
 R_{mit} — минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при расчетной температуре, МПа;
 $R_{eff}(R_{p0,2ft})$ — предел текучести материала при расчетной температуре, МПа;
 r_b — радиус вмятины в плане, мм;
 s — исполнительная толщина стенки обечайки, мм;
 s_k — исполнительная толщина стенки конической обечайки, мм;
 λ_σ — коэффициент концентрации напряжений;
 δ — величина отклонения от идеальной круговой формы или величина смещения и увода кромок, мм;
 $\nu_0, \lambda_{0y}, \lambda_1, \lambda_{1y}$ — безразмерные коэффициенты;
 τ_n — номинальное напряжение, МПа;
 τ_a — амплитуда напряжений, МПа;
 σ_a — допускаемая амплитуда напряжений, МПа;
 $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала обечайки при расчетной температуре, МПа;
 γ — коэффициент прочности сварных швов;
 α — половина центрального угла зоны некруглости, рад.

4 Общие положения

4.1 Приведенный в настоящем стандарте расчет применим, если предварительно определены толщины стенок элементов и допускаемые давления для элементов сосудов и аппаратов, удовлетворяющих техническим требованиям к качеству изготовления и контроля по нормативным документам.

4.2 Расчетные значения допускаемых напряжений и механических характеристик материала принимаются по ГОСТ Р 52857.1.

4.3 Формулы применимы для сосудов, изготовленных из материалов, пластичных в условиях эксплуатации.

4.4 Методы расчета не применимы при сочетании отдельных дефектов в расчетных элементах. В отдельных случаях методы расчета могут быть применены при наличии нескольких дефектов в расчетном элементе сосуда, если расстояние между ними превышает $1,5\sqrt{Ds}$.

4.5 Приведенные методы расчета допустимы, если неточности изготовления (за исключением смещения стенок кольцевых сварных швов) находятся от штуцеров, фланцевых соединений, колец жесткости т.п. на расстоянии не менее $1,5\sqrt{Ds}$.

4.6 Максимальные напряжения в местах нарушения правильной формы обечаек и днищ определяются в предположении неограниченной упругости материала согласно ГОСТ Р 52857.1 (пункт 8.10).

4.7 Допускается проводить оценку прочности сосудов и аппаратов с учетом отклонений от идеальной формы с помощью специальных исследований, например экспериментальным методом или численными методами, например конечных элементов.

5 Смещение кромок сварных швов (см. рисунки А.1, А.2)

5.1 Смещение кромок продольного сварного шва цилиндрической или конической обечайки

5.1.1 Проверка прочности при нагружении внутренним избыточным давлением

Максимальное напряжение для цилиндрической обечайки вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{\rho D}{2(s - c)} \left[1 + 3 \frac{\delta}{s - c} \right]. \quad (1)$$

Условие прочности $\sigma_{\max} \leq 1,5\varphi [\sigma]$,

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение по ГОСТ Р 52857.1;

φ — коэффициент прочности сварного шва, определяемый по ГОСТ Р 52857.1.

Максимальное напряжение для конической обечайки вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{\rho D_p}{2(s - c) \cos \alpha} \left[1 + 3 \frac{\delta}{s - c} \right]. \quad (2)$$

D_p — наибольший внутренний диаметр конической обечайки в месте смещения кромок сварного шва.

Условие прочности $\sigma_{\max} \leq 1,5\varphi [\sigma]$,

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение по ГОСТ Р 52857.1;

φ — коэффициент прочности сварного шва, определяемый по ГОСТ Р 52857.1.

5.1.2 Проверка устойчивости при нагружении внешним давлением

Допускаемое внешнее давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_E} \right)^2}}. \quad (3)$$

Допускаемое давление из условий устойчивости $[p]_E$ определяют по ГОСТ Р 52857.2.

Допускаемое давление из условий прочности вычисляют по формуле

- для цилиндрической обечайки:

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s - c)}{D + (s - c)} \lambda_1; \quad (4)$$

- для конической обечайки:

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s_k - c)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + (s_k - c)} \lambda_1. \quad (5)$$

Коэффициент λ_1 равняется:

$$\lambda_1 = 1 \quad \text{при} \quad \frac{\delta}{s} \leq 0,1; \quad (6)$$

$$\lambda_1 = \frac{1,105}{\frac{\delta}{s} + \sqrt{\left(\frac{\delta}{s} \right)^2 + 1}} \quad \text{при} \quad \frac{\delta}{s} > 0,1.$$

5.2 Смещение кромок кольцевого сварного шва в цилиндрической или конической обечайке

5.2.1 Проверка прочности при нагружении внутренним избыточным давлением

Максимальное напряжение для цилиндрической обечайки вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{\rho D}{4(s - c)} \left[1 + 3 \frac{\delta}{s - c} \right]. \quad (7)$$

Условие прочности $\sigma_{\max} \leq 1,5\varphi [\sigma]$,

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение по ГОСТ Р 52857.1;

φ — коэффициент прочности сварного шва, определяемый по ГОСТ Р 52857.1.

Максимальное напряжение для конической обечайки вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{pD_p}{4(s-c)\cos\alpha} \left[1 + 3\frac{\delta}{s-c} \right]. \quad (8)$$

D_p — внутренний диаметр конической обечайки в месте, где расположен кольцевой сварной шов со смещением.

Условие прочности $\sigma_{\max} \leq 1,5\varphi [\sigma]$,

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение по ГОСТ Р 52857.1;

φ — коэффициент прочности сварного шва, определяемый по ГОСТ Р 52857.1.

5.2.2 Проверка устойчивости при нагружении внешним давлением по ГОСТ Р 52857.2.

5.3 Оценка малоциклового прочности по ГОСТ Р 52857.6

Амплитуду напряжений вычисляют по формуле

$$\sigma_a = K_a \frac{\sigma_{\max}}{2}. \quad (9)$$

Эффективный коэффициент концентрации по таблице 1.

Условие прочности при циклическом нагружении $\sigma_a \leq [\sigma_a]$.

6 Общая некруглость цилиндрических обечаек (овальность) (см. рисунок А.3)

Под общей некруглостью (овальностью) понимается общее отклонение от круговой формы по всему периметру поперечного сечения цилиндрической обечайки.

Некруглость вычисляют по формуле

$$a = \frac{2(D_{\max} - D_{\min})}{D_{\max} + D_{\min}} 100\%. \quad (11)$$

6.1 Проверка прочности при нагружении внутренним избыточным давлением

Максимальное напряжение вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{pD}{2(s-c)} \left[1 + \frac{3a \frac{D}{200(s-c)}}{1 + 0,455 \frac{p}{E} \left(\frac{D}{s-c} \right)^3} \right]. \quad (12)$$

Предварительно проверяется условие прочности без учета овальности по ГОСТ Р 52857.2. Затем проверяется условие прочности с учетом овальности обечайки по формуле

$$\sigma_{\max} \leq 3\varphi [\sigma].$$

Условие прочности при малоциклового нагрузке:

$$\sigma_a \leq [\sigma]_a.$$

Амплитуду напряжений при малоциклового нагрузке вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{pD}{4(s-c)} \left[1 + 3a \frac{D}{200(s-c)} \right]. \quad (13)$$

6.2 Расчет обечаек, нагруженных наружным давлением

6.2.1 Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_E^0}\right)^2}} \quad (14)$$

Допускаемое давление $[p]_E^0$ из условия устойчивости овальной обечайки в пределах упругости вычисляют по формуле

$$\left. \begin{aligned} & \text{- при } a \leq 0,5 \% \quad [p]_E^0 = [p]_E, \\ & \text{- при } 0,5 \% \leq a \leq 2 \% \quad [p]_E^0 = \frac{[p]_E}{1 + 1,5af \frac{[p]_E}{\rho_T} n_y} \end{aligned} \right\}; \quad (15)$$

$$\rho_T = \frac{2R_{p0,2ft}(s-c)}{D + (s-c)}; \quad (16)$$

$$\text{- при } 0,02 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{s-c}} \leq 1 \quad f = 1 - 0,02 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{s-c}}; \quad (17)$$

$$\text{- при } 0,02 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{s-c}} > 1 \quad f = 0.$$

Допускаемое давление $[p]_p$ из условия прочности вычисляют по формуле

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s-c)}{D + (s-c)} \lambda_{0y}, \quad (18)$$

где $\lambda_{0y} = 1$ при $a \leq 0,5 \%$,

$$\lambda_{0y} = \frac{\frac{DK_y}{400(s-c)} + \sqrt{\left(\frac{DK_y}{400(s-c)}\right)^2 + 1}}{\frac{aDK_y}{200(s-c)} + \sqrt{\left(\frac{aDK_y}{200(s-c)}\right)^2 + 1}} \quad \text{при } 0,5\% < a \leq 2\%. \quad (19)$$

Коэффициент K_y рассчитывают по соотношениям:

$$\left. \begin{aligned} & \text{при } \frac{l}{D} > \sqrt{\frac{D}{2(s-c)}} \quad K_y = \frac{1}{1 - \frac{\rho}{\rho_{кр}}}, \\ & \text{при } \frac{l}{D} \leq \sqrt{\frac{D}{2(s-c)}} \quad K_y = 1 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

$$\text{где } \rho_{кр} = 0,275 \left[\frac{2(s-c)}{D} \right]^3 E. \quad (21)$$

6.2.2 Амплитуду напряжений в условиях циклического нагружения наружным давлением вычисляют по формуле

$$\sigma_a = \frac{\rho D}{4(s-c)} \left[1 + \frac{3aDK_y}{200(s-c)} \right]. \quad (22)$$

Условие прочности при циклической нагрузке:

$$\sigma_a \leq [\sigma_a].$$

7 Локальная некруглость (увод сварных соединений, вмятины) (см. рисунок А.4)

Под локальной некруглостью понимаются отклонения оболочки от правильной формы распределенной на части окружности, обусловленные уводом кромок сварного шва или вмятиной.

7.1 Проверка прочности при нагружении внутренним избыточным давлением

7.1.1 Определение максимальных напряжений

Максимальное напряжение вычисляют по формулам:

- при вытянутой вдоль оси обечайки вмятине или при уводе сварного шва (угловатость):

$$\sigma_{\max} = \frac{pD}{2(s-c)} \left[1 + \frac{\frac{6\delta}{(s-c)}}{1 + \frac{1,365}{n^2 - 1} \frac{p}{E} \left(\frac{D}{s-c} \right)^3} \right], \quad (23)$$

где $n = \frac{\pi}{2\psi}$ — параметр, характеризующий зону отклонения (см. рисунок А.4);

- при круговой в плане вмятине:

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma} \sigma_H, \quad (24)$$

Номинальное напряжение вычисляют по формулам:

- для цилиндрической обечайки:

$$\sigma_H = \frac{pD}{2(s-c)}, \quad (25)$$

- для выпуклого днища:

$$\sigma_H = \frac{pR_p}{2(s-c)}, \quad (26)$$

где R_p — радиус кривизны выпуклого днища в зоне вмятины.

Коэффициент концентрации вычисляют по формуле

$$\alpha_{\sigma} = 1 + B \left(\frac{\delta'}{s} \right)^m, \quad (27)$$

где для цилиндрической обечайки:

$$B = -0,234 \frac{r_B^2}{Ds} + \frac{r_B}{\sqrt{Ds}} + 1,05,$$

$$m = 0,222 \frac{r_B}{\sqrt{Ds}} + 0,358,$$

$$\delta' = \delta (1 - \sigma_H / R_{mt});$$

- для сферического днища:

$$B = -0,216 \frac{r_B^2}{R_p s} + 0,84 \frac{r_B}{\sqrt{R_p s}} + 1,36,$$

$$m = 0,315 \frac{r_B}{\sqrt{R_p s}} + 0,232,$$

$$\delta' = \delta (1 - \sigma_n / R_{mt}).$$

7.1.2 Проверка прочности

Предварительно проверяют условие прочности без учета отклонений от идеальной геометрической формы обечаек по ГОСТ Р 52857.2. Затем проверяют условие прочности с учетом местных напряжений по формуле

$$\sigma_{\max} \leq 3\varphi [\sigma]. \quad (28)$$

7.2 Расчет обечаек, нагруженных наружным давлением

Допускаемое давление вычисляют по формулам (14) — (17). Параметр a , входящий в формулу (15), вычисляют по формулам:

$$a = \frac{4\delta}{D} 100\% \text{ — в случае вмятины}; \quad (29)$$

$a = 0$ — в случае наружного увода кромок (наружной вмятины) [см. рисунок А.46].

Давление $[p]_p$ вычисляют по формуле

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s - c)}{D + (s - c)} \lambda_{1y}, \quad (30)$$

где λ_{1y} вычисляют по формулам:

- при толщине листов $s \leq 20$ мм

$$\text{при } \frac{\delta}{s} \leq 0,1 \quad \lambda_{1y} = 1$$

$$\text{при } \frac{\delta}{s} > 0,1 \quad \lambda_{1y} = \frac{1,105}{\frac{\delta}{s} K_y + \sqrt{\left(\frac{\delta}{s} K_y\right)^2 + 1}};$$

- при толщине листов от 20 до 50 мм

$$\text{при } \frac{\delta}{s} \leq 0,15 \quad \lambda_{1y} = 1$$

$$\text{при } \frac{\delta}{s} > 0,15 \quad \lambda_{1y} = \frac{1,160}{\frac{\delta}{s} K_y + \sqrt{\left(\frac{\delta}{s} K_y\right)^2 + 1}}.$$





Если увод кромок (вмятины) направлен наружу, то при вычислении $[p]_p$ K_y принимают равным единице.

7.3 При циклической нагрузке условия прочности проверяют по формуле

$$\sigma_a = 0,5K_3 \sigma_{\max} \leq [\sigma_a].$$

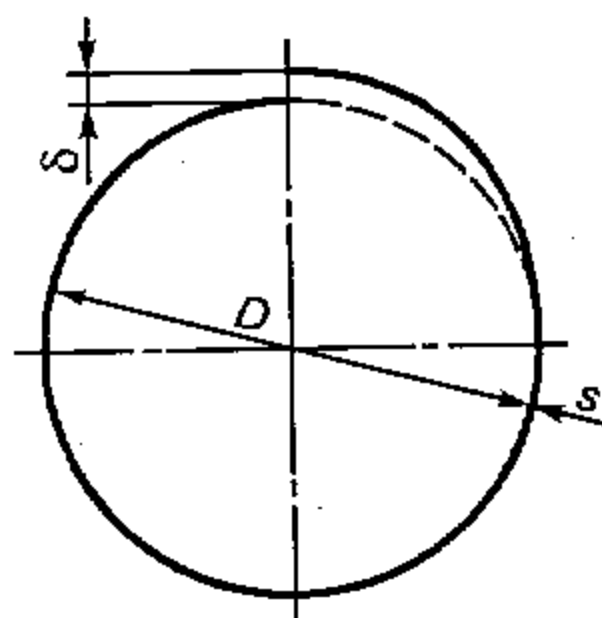
Эффективный коэффициент концентрации K_3 определяют по таблице 1.

Таблица 1

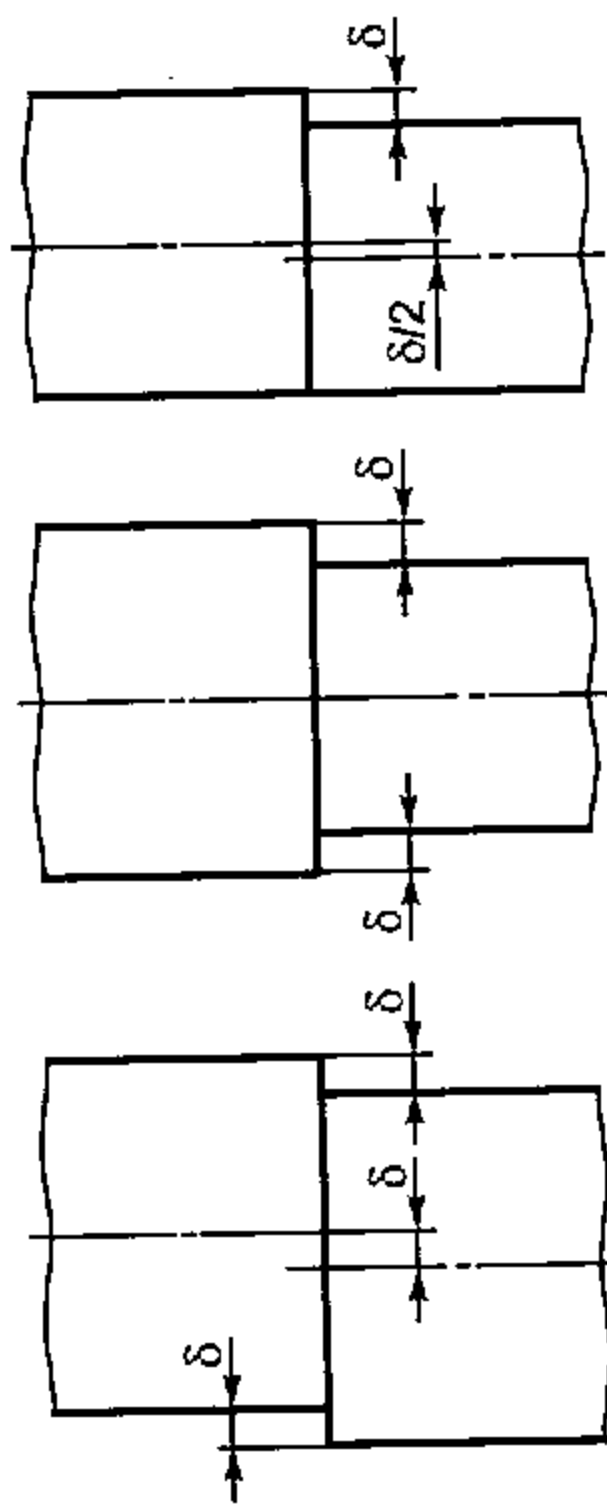
Характеристика сварного шва	Схема сварного шва	Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
		Углеродистая сталь	Низколегированная и аустенитная сталь
Стыковой сварной шов с плавным переходом и полным проваром		1,0	1,0
Стыковой сварной шов с подкладным листом по всей длине шва		1,2	1,4
Стыковой сварной шов (односторонний) с неполным проваром		1,5	1,8
Стыковой шов со смещением кромок		1,3	1,5

Приложение А
(справочное)

Рисунки, поясняющие текст стандарта

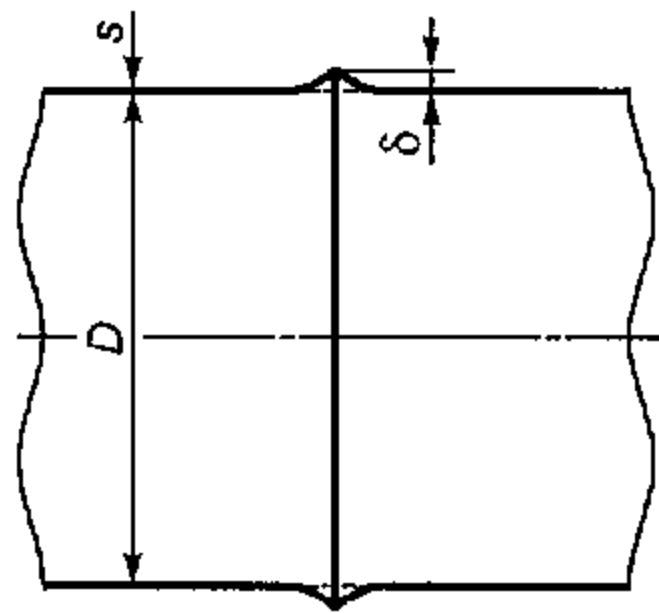


а — продольный сварной шов

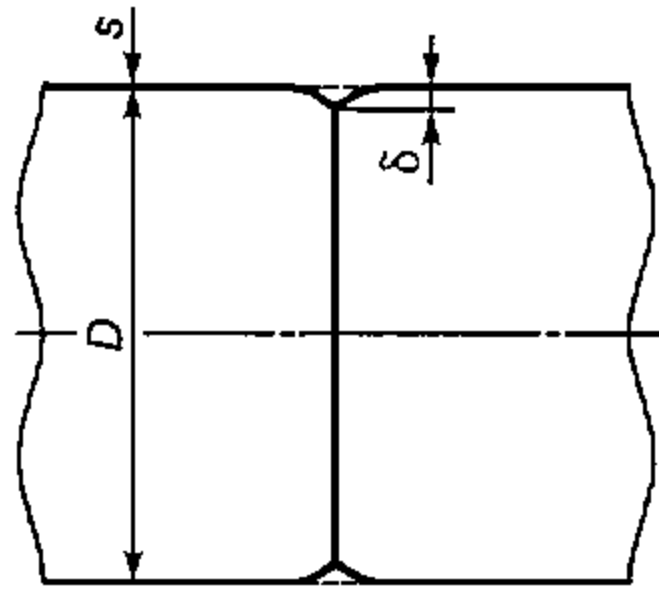


б — кольцевые сварные швы

Рисунок А.1 — Смещение кромок



а — наружный увод кромок



б — внутренний увод кромок

Рисунок А.2 — Увод кромок кольцевого шва

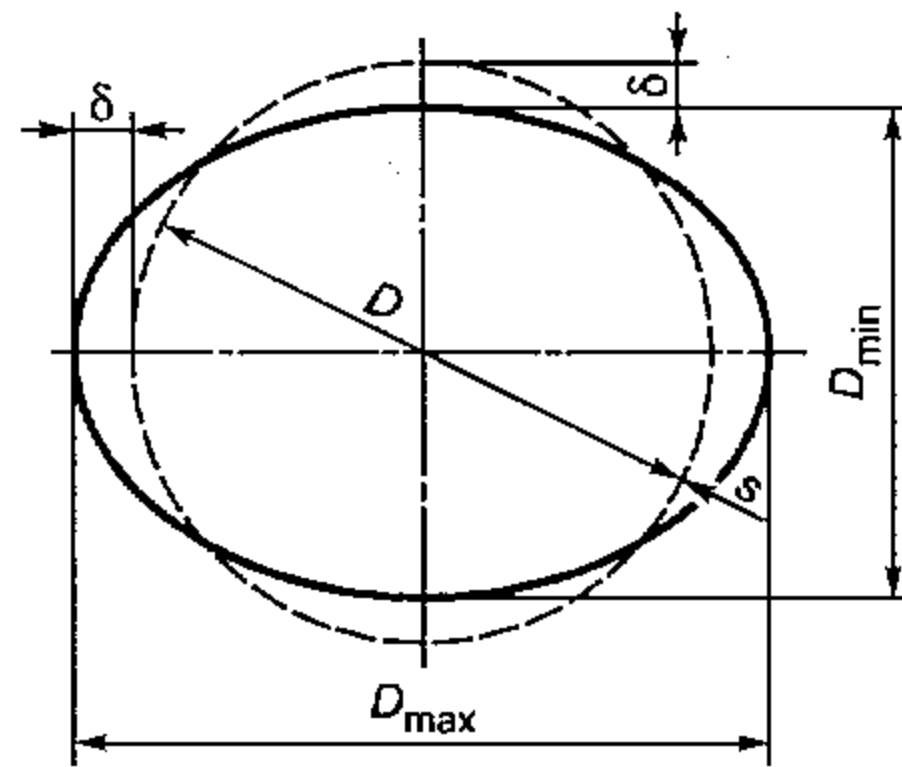
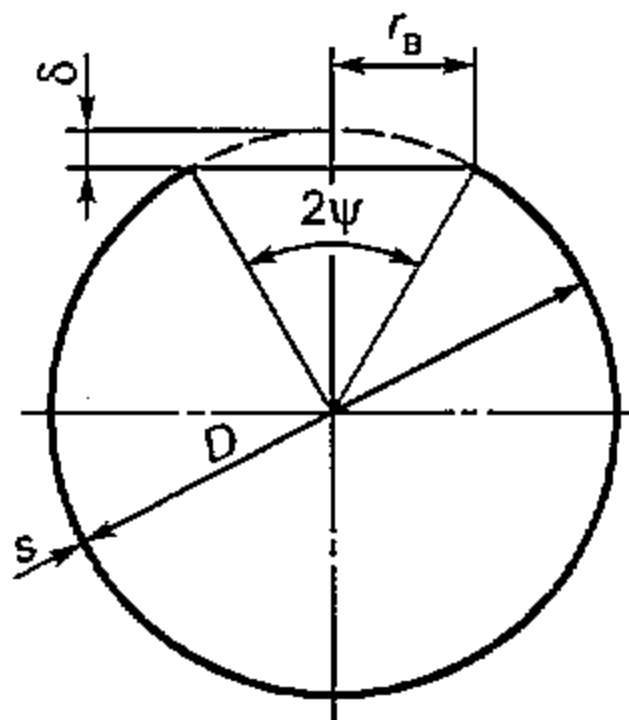
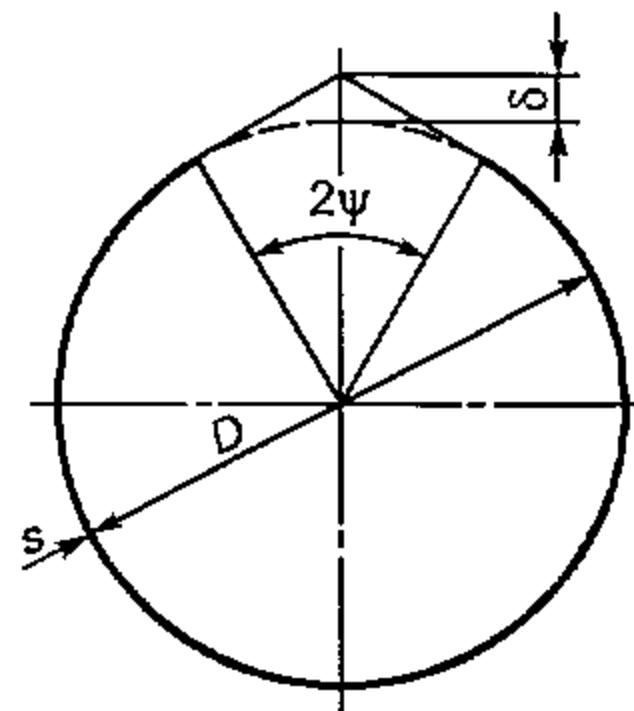


Рисунок А.3 — Общая некруглость



а — вмятина



б — наружный увод кромок

Рисунок А.4 — Локальная некруглость

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

Г02

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, смещение кромок сварных швов, некруглость

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
52857.12—
2007

Сосуды и аппараты

**НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
НА ПРОЧНОСТЬ**

**Требования к форме представления расчетов
на прочность, выполняемых на ЭВМ**

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2008

Предисловие

Цели и принципы стандартизации в Российской Федерации установлены Федеральным законом от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», а правила применения национальных стандартов Российской Федерации — ГОСТ Р 1.0—2004 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения»

Сведения о стандарте

1 РАЗРАБОТАН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения» (ОАО НИИХИММАШ); Закрытым акционерным обществом «Петрохим Инжиниринг» (ЗАО Петрохим Инжиниринг); Открытым акционерным обществом «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения» (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ); Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 260 «Оборудование химическое и нефтегазоперерабатывающее»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27 декабря 2007 г. № 503-ст

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных и европейских стандартов: Директивы 97/23 ЕС Европейского Парламента и Совета от 29 мая 1997 г. по сближению законодательств государств-членов, касающейся оборудования, работающего под давлением; EN 13445-3:2002 «Сосуды, работающие под давлением. Часть 3. Расчет» (EN 13445-3:2002 «Unfired pressure vessel — Part 3: Design»)

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок — в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартинформ, 2008

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Общие положения	2
4 Форма представления расчетов на прочность, выполняемых на ЭВМ	2

Сосуды и аппараты

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Требования к форме представления расчетов
на прочность, выполняемых на ЭВМ

Vessels and apparatus.

Norms and methods of strength calculation.

Requirements for representation of the strength calculations carried out on the computer

Дата введения — 2008—04—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает общие требования к содержанию, оформлению и формам представления выполняемых на ЭВМ расчетов на прочность по ГОСТ Р 52857.1 — ГОСТ Р 52857.11 сосудов и аппаратов, применяемых в химической, нефтеперерабатывающей и смежных отраслях промышленности. Допускается использование настоящего стандарта также для других расчетов на прочность элементов сосудов и аппаратов, выполняемых в соответствии с нормативными документами.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:

- ГОСТ Р 52857.1—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования
- ГОСТ Р 52857.2—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек
- ГОСТ Р 52857.3—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлении. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер
- ГОСТ Р 52857.4—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений
- ГОСТ Р 52857.5—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок
- ГОСТ Р 52857.6—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках
- ГОСТ Р 52857.7—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты
- ГОСТ Р 52857.8—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты с рубашками
- ГОСТ Р 52857.9—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение напряжений в местах пересечений штуцеров с обечайками и днищами при воздействии давления и внешних нагрузок на штуцер
- ГОСТ Р 52857.10—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты, работающие с сероводородными средами
- ГОСТ Р 52857.11—2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек

ГОСТ 2.051—2006 Единая система конструкторской документации. Электронные документы. Общие положения

ГОСТ 2.052—2006 Единая система конструкторской документации. Электронная модель изделия. Общие положения

П р и м е ч а н и е — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодно издаваемому информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Общие положения

3.1 Для расчетов на прочность, выполняемых на ЭВМ по ГОСТ Р 52857.1 — ГОСТ Р 52857.11, регламентирующим нормы и методы расчета на прочность сосудов и аппаратов, следует использовать программы, полностью соответствующие области и условиям применения стандартов, содержащие четко разграниченные разделы, соответствующие применяемым стандартам.

3.2 Расчетные зависимости, заложенные в программы, должны в точности соответствовать ГОСТ Р 52857.1 — ГОСТ Р 52857.11.

3.3 В случае, если в программах используются какие-либо иные зависимости или методы расчета дополнительно к приведенным в ГОСТ Р 52857.1 — ГОСТ Р 52857.11, на это в каждом конкретном случае должно быть указано в документации к программам и в распечатке отчета о выполненном расчете.

3.4 Программы для расчетов на прочность по ГОСТ Р 52857.1 — ГОСТ Р 52857.11 должны быть аттестованы Техническим комитетом по стандартизации ТК 23.

4 Форма представления расчетов на прочность, выполняемых на ЭВМ

4.1 Распечатки отчетов о выполненных расчетах должны быть оформлены так, чтобы их можно было непосредственно использовать в качестве документации по расчету на прочность.

4.2 В распечатке расчета должны быть приведены сведения об использованной программе, включая наименование, номер версии и данные об аттестации программы.

4.3 В распечатке расчета должны быть приведены сведения, позволяющие однозначно идентифицировать каждый из рассчитанных элементов сосуда или аппарата (наименование, номер чертежа, номер позиции в спецификации или иные данные).

4.4 Для каждого из рассчитываемых элементов должен быть указан национальный стандарт, по которому производится расчет, а также ссылки на раздел стандарта, тип рассматриваемой конструкции, условия нагружения или иные данные, по которым можно однозначно идентифицировать вид выполняемого расчета и использованные расчетные зависимости.

4.5 В распечатке расчета должны быть приведены все исходные данные, используемые в расчете, включая данные о материалах, расчетной температуре, нормализованных элементах, например болтах или шпильках, и т. д. Наименования и условные обозначения исходных данных должны соответствовать используемым в стандартах.

4.6 В распечатке расчета должны быть приведены основные и промежуточные результаты расчета в объеме, достаточном для того, чтобы сделать выводы о прочности, устойчивости, долговечности, герметичности, необходимых толщинах элементов конструкции и других параметрах, оценка которых предусмотрена используемым стандартом, а также, в случае необходимости, провести полную верификацию выполненного расчета.

4.7 Результаты расчета на прочность должны быть подтверждены заключением о выполнении условий прочности, устойчивости, герметичности и т. д. При этом действующие на конструкцию нагрузки B сравнивают с допускаемыми нагрузками $[B]$:

$$B \leq [B] \text{ или } \frac{B}{[B]} \leq 1.$$

При непосредственном определении расчетных толщин стенок S_R их можно сравнить с действительными значениями толщины стенки минус сумма прибавок: $S_R \leq S - C$. Эта проверка допускается только в том случае, когда используемый в стандарте метод определения размеров не предназначен для предварительной оценки расчетной толщины.

Более сложные условия прочности (например, для комбинированных нагрузок или проверок усталостной прочности) представляются в виде, предусмотренном соответствующим стандартом на расчет.

4.8 Для всех исходных данных и результатов расчета необходимо привести их наименования и/или их условные обозначения и единицы измерения. При этом следует пользоваться условными обозначениями и единицами измерения физических величин, принятыми в стандартах по расчету на прочность.

4.9 Значения исходных данных и результатов расчета, представляющих собой вещественные числа, должны приводиться с точностью, соответствующей физическому смыслу величины и точности используемого метода расчета. В случае, если точность представления (округления) величины в явном виде указывается в стандарте на расчет, как, например, точность представления величин допускаемых напряжений в ГОСТ Р 52857.1, точность ее представления в распечатке отчета должна соответствовать требованиям стандарта на расчет. Для величин, фигурирующих в распечатках отчетов о расчетах на прочность, точность представления которых не регламентируется в явном виде в стандартах на расчет, точность представления, соответствующая физическому смыслу и точности используемого метода расчета, составляет обычно от 3 до 5 значащих цифр.

4.10 Вещественные числа в распечатках расчетов могут быть представлены в виде десятичной дроби или в экспоненциальной форме с основанием 10. Размеры в дюймах могут быть представлены в виде обычной дроби.

4.11 В качестве разделителя целой и дробной частей вещественного числа может использоваться как точка, так и запятая, но при этом во всей распечатке отчета о выполненном расчете должен использоваться один и тот же разделитель.

4.12 Числа в экспоненциальной форме могут быть представлены в виде произведения целого или десятичного числа на 10 в необходимой степени, например $2,5 \cdot 10^6$, или в виде целого или десятичного числа, буквы «Е» и следующего за ней показателя степени, например 2,5E6. Показатель степени может быть как положительным, так и отрицательным числом.

4.13 Распечатки отчетов о выполненных расчетах могут включать расчетные формулы, поясняющие рисунки или любые другие материалы, облегчающие восприятие и проверку результатов расчета.

4.14 Верхние и нижние индексы в распечатках отчетов о выполненных расчетах допускается печатать буквой или цифрой в одной строке с основным обозначением, например: d_1 вместо d_1 или d_A вместо d_A .

4.15 Допускается использовать в распечатках отчетов о выполненных расчетах обозначения букв греческого алфавита, напечатанные кириллицей или латинским шрифтом. Например: α -альфа или АЛЬФА, alpha или ALPHA; σ -сигма или СИГМА, sigma или SIGMA.

4.16 Допускается использовать в распечатках отчетов о выполненных расчетах обозначение степени числа знаком «^», например $P^2 = P^2$.

4.17 В случае, если распечатка отчета о выполненном расчете является частью конструкторской документации или входит в состав экспертизы, обоснования продления срока службы или иного документа, к оформлению которого предъявляются специальные требования, распечатка отчета, непосредственно используемая в качестве составной части упомянутой документации, должна отвечать соответствующим специальным требованиям, содержащимся в регламентирующих оформлении этой документации стандартах. В случае, если отчет выпускается в виде электронного документа, должны дополнительно выполняться требования ГОСТ 2.051 и ГОСТ 2.052.

УДК 66.023:006.354

ОКС 71.120
75.200

ГО2

ОКП 36 1500

Ключевые слова: сосуды и аппараты, нормы и методы расчета на прочность, форма представления расчета на ЭВМ

СОДЕРЖАНИЕ

ГОСТ Р 52857.1—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования	3
ГОСТ Р 52857.2—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек	29
ГОСТ Р 52857.3—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер	73
ГОСТ Р 52857.4—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений	103
ГОСТ Р 52857.5—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок	143
ГОСТ Р 52857.6—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках	169
ГОСТ Р 52857.7—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты	189
ГОСТ Р 52857.8—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты с рубашками	239
ГОСТ Р 52857.9—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение напряжений в местах пересечений штуцеров с обечайками и днищами при воздействии давления и внешних нагрузок на штуцер	269
ГОСТ Р 52857.10—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты, работающие с сероводородными средами	281
ГОСТ Р 52857.11—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек	287
ГОСТ Р 52857.12—2007	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Требования к форме представления расчетов на прочность, выполняемых на ЭВМ	301

СОСУДЫ И АППАРАТЫ

Нормы и методы расчета на прочность

БЗ 8—2007

*Редактор Р. Г. Говердовская
Технический редактор В. Н. Прусакова
Корректор Н. И. Гаврищук
Компьютерная верстка А. П. Финогеновой*

Сдано в набор 07.06.2008. Подписано в печать 01.12.2008. Формат 60×84¹/₈. Бумага офсетная. Гарнитура Ариал.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 35,80. Уч.-изд. л. 29,50. Тираж 700 экз. Изд. № 3690/2. Зак. 1559.

ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ», 123995 Москва, Гранатный пер., 4.
www.gostinfo.ru info@gostinfo.ru

Набрано и отпечатано в Калужской типографии стандартов, 248021 Калуга, ул. Московская, 256.

ТОЛЬКО У НАС!!!
ВО ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»
имеются в продаже



КНИГИ ПО МЕТРОЛОГИИ И СТАНДАРТИЗАЦИИ

- «Метрология» Кузнецов В.А., Исаев Л.К., Шайко И.А., 2005 г. (монография) – 440 руб.
- «Измерения. Контроль. Качество. ГОСТ Р ИСО 5725: Основные положения. Вопросы освоения и внедрения» Голубев Э.А., Исаев Л.К., 2005 г. (научное издание) – 429 руб.
- «Измерения: планирование и обработка результатов» Назаров Н.Г., 2000 г. (учебно-практическое пособие) – 110 руб.
- «Метрологическое обеспечение измерений толщины покрытий. Теория и практика» Бабаджанов Л.С., Бабаджанова М.Л., 2004 г. (монография) – 572 руб.
- «Метрологическая служба предприятия» Перельштейн Е.Л., 2006 г. (монография) – 638 руб.
- «Неразрушающий контроль», 2002 г. (справочник) – 1320 руб.
- «Обеспечение качества: стандартизация, единство измерений, оценка соответствия» Исаев Л.К., Малинский В.Д., 2001 г. – 275 руб.
- «Общая метрология» Кузнецов В.А., Ялунина Г.В., 2001 г. – 275 руб.
- «Охрана труда» Папаев С.Т., 2003 г. – 550 руб.
- «Воздействие на организм человека опасных и вредных производственных факторов. Медико-биологические аспекты. Метрологические аспекты». (энциклопедия «Экометрия», справочное издание), в 2-х томах. 2004 г. – 800 руб.
- Государственный контроль качества винодельческой продукции. 2002 г. – 1375 руб.
- Государственный контроль качества минеральной воды и напитков. 2003 г. – 1540 руб.
- «Русско-англо-французско-немецко-испанский словарь основных и общих терминов в метрологии» Исаев Л.К., Мардин В.В., 1998 г. – 110 руб.
- «Поверка и калибровка средств измерений» Артемьев Б.Г., Лукашов Ю. Е., 2006 г. (справочное издание) – 2035 руб.
- Вино и алкогольные напитки. Директивы и регламенты Европейского Союза. 2000 г. – 1320 руб.
- «Теория, расчет и проектирование измерительных устройств: Часть 1. Теория измерительных устройств» Щепетов А. Г., 2006 г. (монография) – 814 руб.
- «Часть 2. Расчет измерительных устройств» Щепетов А. Г., 2008 г. – 1320 руб.
- «Автоматизация инженерных расчетов в среде Mathcad: Практическое пособие» Щепетов А.Г., 2006 г. – 704 руб.
- «Техническое регулирование: безопасность и качество» Вышлов В.А., Артемьев В.Г., 2007 г. – 2860 руб.
- «Метрология и фундаментальные физические константы» Кононогов С.А., 2008 г. – 1210 руб.
- «Меры и образцы в области неразрушающего контроля» Бабаджанов Л.С., Бабаджанова М.Л., 2007 г. – 880 руб.
- «Математические модели средних рисков производителя при контроле партии однородной продукции» Назаров Н.Г., Назаров А.Н., 2007 г. – 473 руб.
- «Д.И. Менделеев и наука об измерениях» (справочно-энциклопедическое издание в 3-х томах), 2008 г. – 3300 руб.

(цены указаны с учетом НДС-10%)

ПРИБРЕСТИ

издания можно в наших территориальных отделах распространения НТД и НТИ (ТОР):

ТОР-1
 119991 Москва, ул. Донская, 8
 Тел. (495) 236-50-34
 Тел./факс: (495) 236-01-72
 E-mail: standart1@comail.ru
 www.standart1.ru

ТОР-3
 194292 Санкт-Петербург,
 пр. Культуры, 26/1
 Тел.: (812) 557-88-21
 Факс: (812) 598-53-10
 E-mail: info@standards.spb.ru
 www.standards.spb.ru

ТОР-10
 350010 Краснодар,
 ул. Офицерская, 48
 Тел.: (861) 224-01-20, 224-13-73
 E-mail: gost-yug@mail.kubtelecom.ru

ТОР-13
 630108 Новосибирск,
 ул. Котовского, 40
 Тел./факс: (383) 353-94-38
 Тел.: (383) 353-94-93
 E-mail: tor13@online.sinor.ru
 www.binor.ru/~tor13

ТОР-14
 620041 Екатеринбург,
 ул. Солнечная, 41
 Тел./факс: (343) 341-68-27,
 341-65-54
 E-mail: tor14@sky.ru
 www.gost.da.ru

Телефон для справок: (495) 690-43-09, e-mail: info@gostinfo.ru