

Инженерно-промышленная нефтехимическая компания



Научно-техническое предприятие «Трубопровод»

Стандарт предприятия СТП 10-04-02

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

Том 1. Расчет вертикальных и горизонтальных сосудов

Москва
2005

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН·
Научно-техническим предприятием «Трубопровод» (ООО «НТП «Трубопровод»)

Стандарт предприятия утвержден протоколом Научно – технического Совета ООО «НТП «Трубопровод» и ЗАО «ИПН» №_11__от «_30__»__декабря___ 2004 г.

Срок введения в действие с «01» января 2005г.

ИСПОЛНИТЕЛИ:
А.Н. Краснокутский, канд.техн.наук; Л.Р.Кабо; В.Я.Магалиф, канд.техн.наук

ОБЩАЯ РЕДАКЦИЯ:
А.З.Миркин, канд.техн.наук; В.В.Усиньш, канд.техн.наук; М.М.Глазман

Настоящий стандарт устанавливает методы расчета на прочность и устойчивость сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением, вакуумом или наружным избыточным давлением или без давления (под налив), а также под действием внешних нагрузок.

СТП 10-04-02 рекомендуется специалистам для использования при проектировании, реконструкции и диагностики сосудов и аппаратов в нефтеперерабатывающей, химической, нефтехимической, газовой и других смежных отраслях промышленности.

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без письменного согласия НТП «Трубопровод».
© НТП «Трубопровод», 2005

Содержание

Введение **6**
1. Условные обозначения **7**
2. Общие требования **15**
2.1. Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности и устойчивости 15
2.2. Коэффициенты прочности сварных швов 16
3. Цилиндрические обечайки **17**
3.1. Расчетные схемы 17
3.2. Гладкие обечайки (без колец жесткости) 19
3.2.1. Обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением 19
3 2.2. Обечайки, нагруженные наружным избыточным давлением 19
3 2.3. Обечайки, нагруженные осевым растягивающим усилием 20
3.2.4. Обечайки, нагруженные осевым сжимающим усилием 20
3 2.5. Обечайки, нагруженные изгибающим моментом 21
3.2.6. Обечайки, нагруженные поперечным усилием 22
3.2.7 Обечайки, работающие под совместным действием внутреннего давления, осевого растягивающего усилия и изгибающего момента 22
3.2.8. Обечайки, работающие под совместным действием наружного давления, осевого сжимающего усилия, изгибающего момента и поперечного усилия 22
3.3. Обечайки, подкрепленные кольцами жесткости 23
3.3.1. Расчетные величины колец жесткости 23
3.3.2. Обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением 24
3.3 3. Обечайки, нагруженные наружным избыточным давлением 25
3.3.4. Обечайки, нагруженные осевым растягивающим или сжимающим усилием, изгибающим моментом или поперечным усилием как раздельно, так и совместно 26
4. Выпуклые днища **27**
4.1. Расчетные схемы 27
4 2. Эллиптическое днище 27
4.2.1. Эллиптическое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением 27
4.2.2. Эллиптическое днище, нагруженное наружным избыточным давлением 28
4.3 Полусферическое днище 28
4.3.1. Полусферическое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением 28
4.3.2. Полусферическое днище, нагруженное наружным избыточным давлением 29
4.4. Торосферическое днище 29
4.4.1. Торосферическое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением 29
4.4.2. Торосферическое днище, нагруженное наружным избыточным давлением 31
5. Плоские днища и крышки **32**
5.1 Плоские днища, нагруженные внутренним или наружным давлением 32
5.2. Плоские днища с дополнительным краевым эффектом 35
5.3. Плоские днища с радиальными ребрами жесткости 37
6. Сферические неотбортованные днища и крышки **39**
6.1. Расчетные схемы 39
6.2. Сферические неотбортованные днища, нагруженные внутренним давлением 40
6.3. Сферические неотбортованные днища, нагруженные наружным давлением 41
7. Конические переходы **42**
7.1. Расчетные схемы 42
7.2. Конические обечайки 43
7.2.1. Конические обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением 43
7.2.2. Конические обечайки, нагруженные наружным избыточным давлением 44
7.2.3. Конические обечайки, нагруженные осевой растягивающей силой 44
7.2.4. Конические обечайки, нагруженные осевой сжимающей силой 44
7.2 5. Конические обечайки, нагруженные изгибающим моментом 45

7.2.6 Конические обечайки, нагруженные совместным действием внутреннего давления, осевого растягивающего усилия и изгибающего момента 45
7.2.7. Конические обечайки, нагруженные совместным действием наружного давления, осевого сжимающего усилия и изгибающего момента 45
7.3. Соединение конических обечаек без тороидального перехода 46
7.3.1 Соединение, нагруженное внутренним или наружным избыточным давлением 46
7.3.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой 46
7.3.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом 47
7.3.4. Соединение, нагруженное совместным действием нагрузок 47
7.4. Соединение конических обечаек с тороидальным переходом 47
7.4.1. Соединение, нагруженное внутренним или наружным избыточным давлением 47
7.4.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой 48
7.4.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом и совместным действием нагрузок 48
7.5. Соединение конических обечаек с укрепляющим кольцом 48
7.5.1. Соединение, нагруженное внутренним или наружным избыточным давлением 48
7 5.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой 49
7.5.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом и совместным действием нагрузок 50
7.6. Соединение штуцера или внутреннего цилиндрического корпуса с конической обечайкой 50
7.6.1. Соединение, нагруженное внутренним или внешним избыточным давлением 50
7.6.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой 51
7.6.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом и совместным действием нагрузок 51
8. Конические днища 52
8.1. Расчетные схемы 52
8.2. Коническое днище с тороидальным переходом 52
8.2.1. Коническое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением 52
8.2.2. Коническое днище, нагруженное наружным избыточным давлением 53
8.3. Коническое днище с укрепляющим кольцом 53
8.3.1. Коническое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением 53
8.3.2. Коническое днище, нагруженное наружным избыточным давлением 54
8.4. Коническое днище без тороидального перехода и укрепляющего кольца 55
8.4.1. Коническое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением 55
8.4.2. Коническое днище, нагруженное наружным избыточным давлением 55
9. Прочность от воздействия опорных нагрузок 56
9.1. Горизонтальные сосуды на седловых опорах 56
9 1.1. Расчетная схема 56
9 1.2. Приведенные нагрузки и расстояния до центра тяжести отдельных элементов 58
9.1.3. Определение расчетных усилий 61
9 1.4. Несущая способность обечайки в местах опор 62
9.1.5. Несущая способность элементов сосуда между опорными узлами 68
9.2. Вертикальные сосуды и аппараты на опорных лапах 71
9.2 1. Расчетная схема 71
9.2.2. Определение расчетных усилий 72
9.2.3. Несущая способность обечайки 72
9.3. Вертикальные сосуды на опорных стойках 74
9 3.1. Расчетные схемы 74
9.3.2. Выпуклое днище на опорных стойках круглого сечения 74
9.3.3 Эллиптическое днище на опорах-стойках 76
9.3.4. Коническое днище на опорах-стойках 80
10. Прочность укрепления отверстий 84
10.1. Расчетные схемы 84
10.2. Определение расчетных размеров и коэффициентов 85
10.2 1 Расчетные диаметры 85

10.2.2. Расчетные толщины стенок 87
10.2.3. Расчетные длины стенок 87
10.2.4. Расчетная ширина 88
10.3. Расчет укрепления отверстия 89
10.4 Учет взаимного влияния отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним давлением 89
10.5. Укрепление отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных наружным давлением 91
10.6. Минимальные размеры сварных швов 91
11. Прочность и герметичность фланцевых соединений сосудов и аппаратов 92
11.1. Расчетные схемы 92
11.2. Допускаемые напряжения 96
11.3. Расчет вспомогательных величин 96
11.4. Коэффициенты жесткости фланцевого соединения 99
11 5. Нагрузки, действующие на болты (шпильки) 101
11.6. Расчет болтов (шпилек) 103
11 7. Расчет прокладок 103
11.8. Расчет фланцев 104
11.8.1. Фланцы приварные встык 104
11.8.2. Фланцы плоские приварные, под зажимы и приварные кольца 106
11.8.3. Фланцы свободные на приварных кольцах 107
11.8.4. Фланцы контактирующие 107
11.9. Жесткость фланцев 108
12. Прочность и герметичность фланцевых соединений арматуры и трубопроводов 109
12.1. Расчетные схемы 109
12.2. Допускаемые напряжения 111
12.3. Расчет вспомогательных величин 112
12.4. Коэффициенты жесткости фланцевого соединения 114
12.5. Нагрузки, действующие на болты (шпильки) 114
12.6 Моменты, действующие на фланцы 116
12.7. Расчет болтов (шпилек) 117
12.8. Расчет прокладок 117
12.9. Расчет фланцев 117
12.9.1. Фланцы приварные встык и плоские приварные интегрального типа 117
12.9.2. Фланцы свободные на приварных кольцах и плоские приварные свободного типа 119
12.10. Жесткость фланцев 119
13. Прочность и жесткость мест врезки штуцеров 120
13 1 Расчетная схема 120
13.2. Условия применения 121
13.3. Прочность места врезки штуцера 122
13.3.1. Общие положения 122
13.3.2. Цилиндрическая обечайка 123
13.3.3. Патрубок штуцера, соединенный с цилиндрической обечайкой 129
13.3.4. Сферическая оболочка 133
13.3.5. Патрубок штуцера, соединенный со сферической оболочкой 137
13.4. Жесткость места соединения штуцера 140
13.4.1. Общие положения 140
13.4.2 Цилиндрическая обечайка 140
13.4.3. Сферическая обечайка 143
14. Сосуды с рубашками 145
14.1. Расчетные схемы 145
14.2. Сосуды с U-образной рубашкой 147
14.2.1. Цилиндрические обечайки 148
14.2.2. Днища 148

14.2.3. Сопряжение рубашки с корпусом сосуда при помощи конуса 149
14.2.4. Сопряжение рубашки с корпусом сосуда при помощи кольца 152
14.2.5. Нагрузка от собственного веса 153
14.3. Сосуды с цилиндрическими рубашками 154
14 3.1. Цилиндрические обечайки 154
14.3.2. Сопряжение при помощи конуса 154
14.3.3. Сопряжение при помощи кольца 154
14.3.4. Нагрузка от собственного веса сосуда или рубашки 154
14.4. Сосуды, частично охваченные рубашками, сопряженными с корпусом анкерными трубами и отбортовками 155
14.4.1. Цилиндрическая обечайка 155
14.4.2. Днища 156
14.4.3. Плоские участки 156
14.5. Сосуды с каналами 158
14.5.1. Цилиндрическая обечайка 158
14.5.2. Днища 159
14.5.3. Полоса обечайки под каналами 159
14.5.4. Каналы 159
14.5.5. Распределительные каналы в сосудах с регистровыми каналами 160
15. Расчет элементов сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих средах 161
15.1. Условия применения 161
15.2. Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности 161
15.3. Расчет обечаек и днищ 162
15.4. Расчет укрепления отверстий 163
15.5. Прочность места врезки штуцера 167
15.6. Расчет фланцевых соединений 168
16. Расчет сосудов и аппаратов методом конечных элементов 169
17. Нормативно-технические документы 173
18. ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Допускаемые напряжения для сталей [1] 174
19. ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Механические характеристики сталей [1] 178
20. ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Свойства болтов (шпилек) для расчета фланцевых соединений сосудов и аппаратов [5] 184
21. ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Коэффициенты для расчета фланцевых соединений [13] 186
22. ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Свойства болтов (шпилек) для расчета фланцевых соединений арматуры и трубопроводов[10] 189

Введение

Расчет сосудов и аппаратов на прочность и устойчивость проводится с целью оценки их несущей способности в рабочих условиях, а также в условиях испытаний и монтажа. Методики расчетов основаны на отечественных и зарубежных нормах, приведенных в перечне нормативно-технических документов.

Расчеты производятся поэлементно и включают в себя·

- цилиндрические обечайки (гладкие и подкрепленные кольцами жесткости) [1];
- конические переходы [1];
- приварные днища (сферические, эллиптические, торосферические, конические, плоские (в том числе с ребрами жесткости), сферические неотбортованные) [1,2,6,23],
- отъемные днища (плоские, эллиптические, сферические неотбортованные) [1,2,26];
- обечайки горизонтальных сосудов и аппаратов в местах опирания на седловые опоры [3];
- обечайки и днища вертикальных сосудов и аппаратов в местах опирания на опорные стойки и лапы [3,25];
- укрепление отверстий [4];
- врезки штуцеров в обечайки и выпуклые днища [10,15-19];
- фланцевые соединения сосудов и аппаратов [5];
- фланцевые соединения арматуры и трубопроводов [5,13];
- рубашки сосудов и аппаратов [21];
- аппараты колонного типа [7,8] и др.

Расчет элементов сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих средах, проводится с учетом [9,22].

Принятые в стандартах конфигурации сосудов и аппаратов, а также условия их нагружения не всегда позволяют выполнить расчеты в строгом соответствии с нормами без упрощений расчетных моделей, что приводит к недостаточной точности получаемых результатов. В настоящем стандарте в ряде случаев расширена область применения расчетных моделей. При расчете горизонтальных сосудов и аппаратов на седловых опорах в отличие от методики, описанной в [3], при определении изгибающих моментов и сил, как над опорами, так и между ними сосуды могут быть произвольной конфигурации, а опоры располагаться в любом месте цилиндрических обечаек.

В случае неточности или отсутствия методик расчета в отечественных нормативных документах использованы соответствующие широко применяемые зарубежные источники. Это касается, например, расчета прочности и жесткости узлов врезок штуцеров в цилиндрические обечайки и выпуклые днища, работающих под действием внутреннего давления и внешних нагрузок. В основу расчета положены известные зарубежные методики [15-19]. Оценка полученных напряжений выполнена с учетом [10].

Для арматурных фланцев расчет проводится в соответствии с [13]. Помимо давления при расчете учитываются внешние нагрузки и изгибающие моменты, а также напряжения, вызванные разницей линейных удлинений фланцев и шпилек (болтов) при температурном воздействии, определяемых по [5].

В случае, когда ограничения условий применения той или иной методики не могут быть соблюдены, целесообразно воспользоваться численными методами расчета элементов сосудов и аппаратов, в частности, с помощью программы ANSYS, реализующей метод конечных элементов.

Методики расчета изложены в четырех томах.

Том 1. Расчет вертикальных и горизонтальных сосудов.

Том.2. Расчет аппаратов колонного типа.

Том.3. Расчет теплообменных аппаратов.

Том.4. Расчет вертикальных цилиндрических резервуаров для нефти и нефтепродуктов.

В настоящий стандарт включен первый и второй тома Тома третий и четвертый предполагается выпустить в 2006 году.

1. Условные обозначения

Термин:	Условное обозначение
Коэффициент осевого усилия	A
Площадь поперечного сечения кольца жесткости, площадь поперечного сечения канала, мм^2	A_K
Площадь поперечного сечения ребра жесткости плоской крышки (днища) , мм^2	A_p
Длина выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, размер сварного шва, мм	a
Расчетные длины переходных частей обечаек, мм	a_1, a_2
Фактические длины переходных частей обечаек, мм	$a_{1Д}$, $a_{2Д}$
Коэффициент сопряжения при помощи конуса	B
Нагрузочная способность зажима фланцевого соединения	B_1
Безразмерные коэффициенты	B_1 - B_7
Расстояние между двумя смежными кольцами жесткости, ширина седловой опоры, минимальное расстояние между наружными поверхностями двух соседних штуцеров, длина основания опоры, мм	b
Эффективная ширина прокладки, ширина кольца, мм	b_0
Толщина ленты направляющей спирали, максимальная длина ребра опоры, мм	b_1
Ширина подкладного листа, ширина канала, расстояние от центра отверстия под фундаментный болт до наружного края основания опоры, мм	b_2
Длина подкладного листа, мм	b_3
Ширина основной плиты опорной лапы, ширина верхней полки кольца жесткости, мм	b_4
Ширина прокладки фланцевого соединения, мм	b_n
Длины хорд отверстий в днищах, мм	b_i (i = 1, 2, 3 n)
Сумма прибавок к расчетным толщинам стенок, мм	c
Сумма прибавок к расчетной толщине втулки плоского днища с ребрами жесткости, мм	c_0
Сумма прибавок к расчетным толщинам стенок патрубков штуцеров, мм	c_s
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм	c_1
Прибавка для компенсации минусового допуска, мм	c_2
Прибавка технологическая, мм	c_3
Внутренний диаметр сосуда (аппарата), фланца, приварного кольца, мм	D
Диаметр окружности расположения болтов, мм	$D_б$
Внешний диаметр днища или крышки, мм	$D_в$
Наружный диаметр фланца, приварного кольца, мм	$D_н$
Наружный диаметр свободного фланца на приварном кольце, мм	$D_{нк}$
Средний диаметр прокладки, мм	$D_{сп}$
Эффективный диаметр конической обечайки при внешнем давлении, мм	D_E
Эффективный диаметр конической обечайки при осевом сжатии и изгибе, мм	D_F
Расчетный диаметр гладкой конической обечайки, внутренний диаметр свободного фланца на приварном кольце, наибольший внутренний диаметр компенсатора, мм	$D_к$
Расчетный диаметр днища (крышки) и конической обечайки, Мм	$D_р$
Наружный диаметр сосуда или аппарата, внутренний диаметр цилиндра у меньшего основания конической обечайки, мм	D_1
Наименьший диаметр наружной утоненной части крышки, внутренний диаметр рубашки,мм	D_2

Термин:	Условное обозначение:
Диаметр отверстия в днище (крышке), наружный диаметр болта (шпильки), внутренний диаметр штуцера, мм	d
Диаметр отверстия под болты (шпильки) в фланцах, мм	$d_б$
Расчетный диаметр отверстия, мм	d_p
Наибольший расчетный диаметр, не требующий дополнительного укрепления, наружный диаметр отбортовки или анкерной трубы, наружный диаметр центральной втулки плоского днища (крышки) с ребрами жесткости, мм	d_0
Диаметр окружности опорных стоек, диаметр сопряжения рубашки с днищем сосуда, мм	d_1
Наружный диаметр опорной стойки, мм	d_2
Диаметр подкладного листа, мм	d_3
Диаметр опорной окружности, мм	d_4
Диаметр отверстий в днищах, мм	$d_i\ (i = 1, 2, 3 \quad n)$
Модуль продольной упругости при расчетной температуре, МПа	E
Условный модуль сжатия материала прокладки, МПа	E_n
Расстояние между центром тяжести поперечного сечения кольца жесткости и срединной поверхностью обечайки, м	e
Расстояние от середины стенки рубашки до наружной стороны стенки сосуда, расстояние от центра тяжести поперечного сечения ребра плоской крышки (днища) до его основания, мм	e_0
Расстояние между точкой приложения усилия и обечайкой или подкладным листом, расстояние от точки пересечения средней линии стенки сферического сегмента с кольцом до горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести кольца, мм	e_1
Расстояние от окружности расположения болтов до внутреннего диаметра кольца, расстояние от центра тяжести поперечного сечения канала до середины стенки сосуда, мм	e_2
Расстояние от окружности расположения болтов до линии действия реакции прокладки, мм	e_3
Расстояние между нейтральной осью поперечного сечения кольца жесткости и поверхностью обечайки, мм	e_4
Расчетное осевое растягивающее или сжимающее усилие (без учета нагрузки, возникающей от внутреннего избыточного или наружного давления), Н	F
Усилие, действующее на опору, Н	$F_{1(2)}$
Допускаемое растягивающее или сжимающее усилие, Н	$[F]$
Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия устойчивости в пределах упругости, Н	$[F]_E$
Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности, Н	$[F]_П$
Допускаемое осевое сжимающее усилие, определяемое из условия местной устойчивости в пределах упругости, Н	$[F]_{E1}$
Допускаемое осевое сжимающее усилие, определяемое из условия общей устойчивости в пределах упругости, Н	$[F]_{E2}$
Превышение длины подкладного листа над гребнем опоры в окружном направлении, мм	f
Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы, мм^2	$f_б$
Коэффициенты прочности сопряжений при помощи конуса	f_1, f_2, f_3, f_4
Коэффициенты прочности сопряжений анкерными трубами и отбортовками	f_5, f_6
Вес сосуда (аппарата) в условиях эксплуатации или испытаний, Н	G
Собственный вес сосуда и его содержимого, Н	G_1
Собственный вес рубашки и ее содержимого, Н	G_2
Вес i-го элемента сосуда (аппарата), Н	G_i
Расстояние между средними линиями ребер, мм	g
Высота втулки плоской крышки (днища) с ребрами жесткости, мм	H_0

Термин:	Условное обозначение:
Высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части, относительный размер кольца, мм	H
Высота ребер жесткости плоской крышки (днища), мм	H_p
Высота вертикальной стойки, кольца жесткости, толщина фланца, мм	h
Исполнительная толщина кольца, расстояние от нижней поверхности плоской крышки (днища) с ребрами жесткости до нижнего торца втулки, мм	h_0
Толщина свободного фланца на приварном кольце, мм	h_k
Толщина крышки в зоне уплотнения, мм	h_{kp}
Длина цилиндрической части отбортовки днищ, высота опорной лапы, ширина ленты направляющей спирали, высота упора, мм	H_1
Толщина прокладки, мм	h_n
Высота сечения кольца жесткости, измеряемая от срединной поверхности обечайки, высота канала, высота бурта для опирания зажима, м	h_2
Эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости, мм^4	I
Момент инерции поперечного сечения кольца жесткости относительно оси, проходящей через центр тяжести поперечного сечения кольца (относительно оси Х-Х), момент инерции поперечного сечения канала относительно оси, проходящей через его центр тяжести параллельно стенке сосуда, мм^4	$I_к$
Расчетный эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости, мм^4	I_p
Коэффициент конструкции днищ и крышек	K
Безразмерные коэффициенты	$K_1 - K_{19}$
Коэффициент жесткости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости	K
Коэффициент ослабления плоских днищ (крышек) отверстием	K_o
Поправочный коэффициент	K_p
Коэффициент приведения радиуса кривизны эллиптического днища	$K_э$
Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру, мм	L_0
Расчетная длина цилиндрической обечайки, укрепленной кольцами жесткости, расчетная длина рубашки, м	L
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта, мм	$L_{бо}$
Расчетная длина гладкой обечайки, длина конической втулки фланца, м	l
Расстояние от края элемента до центра тяжести, мм	$L_{цm}$
Расстояние от базовой линии до центра тяжести i – го элемента сосуда, мм	l_i (i=1,n)
Эффективная длина конической обечайки, мм	l_E
Расстояние от базовой линии до *1(2)* опоры, мм	$l_{F\,1(2)}$
Эффективная несущая длина стенки обечайки, учитываемая при определении эффективного момента инерции, мм	l_e
Приведенная длина, мм	l_{np}
Исполнительная длина укрепления стенки рубашки в месте сопряжения при помощи конуса или расстояние от первого кольцевого шва до отбортовки , мм	l_R
Расстояние между двумя кольцами жесткости по осям, проходящим через центр тяжести поперечного сечения колец жесткости, длина штуцера, длина опорной лапы, мм	l_1
Расчетная длина штуцера, мм	l_{1p}
Расчетная ширина накладного кольца, мм	l_{2p}
Расстояние между крайними кольцами жесткости и следующими эффективными	l_2

Термин:	Условное обозначение:
элементами жесткости, исполнительная ширина накладного кольца, мм	
Длина примыкающего элемента, учитываемая при определении расчетной длины l или L	l_3
Расчетный изгибающий момент, Н·мм	M
Относительный момент нагружения	M_0
Относительные реактивные моменты	M_1, M_2, M_3
Краевой момент, учитывающий выпуклость днища, Н·мм	$M_{01(0n)}$
Допускаемый изгибающий момент, Н мм	$[M]$
Допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости в пределах упругости, Н мм	$[M]_E$
Допускаемый изгибающий момент из условия прочности , Н мм	$[M]_П$
Коэффициент прокладки, относительный реактивный момент в месте сопряжения анкерными трубами или отбортовками	m
Количество элементов сосуда, число опор, число радиальных ребер в плоской крышке, число болтов (шпилек)	n
Коэффициент запаса прочности по временному сопротивлению (пределу прочности)	$n_в$
Коэффициент запаса прочности по пределу длительной прочности	$n_д$
Коэффициент запаса прочности по пределу ползучести	$n_п$
Коэффициент запаса прочности по пределу текучести	$n_т$
Коэффициент запаса устойчивости	$n_у$
Число витков направляющей спирали	n_1
Число витков змеевикового канала	n_2
Число замыканий змеевикового канала	n_3
Расчетное внутреннее избыточное или наружное давление, МПа	p
Расчетное давление в рубашке или в канале в состоянии эксплуатации или испытания, МПа	p_2
Болтовая нагрузка в условиях монтажа, Н	$p_б$
Приращение болтовой нагрузки в рабочих условиях, Н	$\Delta P_б$
Эквивалентное давление при нагружении осевым усилием, МПа	p_F
Эквивалентное давление при нагружении изгибающим моментом, МПа	p_M
Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление, МПа	$[p]$
Допускаемое наружное давление из условия устойчивости в пределах упругости, МПа	$[p]_E$
Допускаемое наружное давление из условия прочности , МПа	$[p]_n$
Допускаемое внутреннее избыточное давление или наружное, определяемое из условия прочности или устойчивости всей обечайки (с кольцами жесткости), МПа	$[p]_1$
Допускаемое наружное давление из условия устойчивости всей обечайки (с кольцами жесткости) в пределах упругости, МПа	$[p]_{1E}$
Допускаемое наружное давление из условия прочности всей обечайки, МПа	$[p]_{1n}$
Допускаемое внутреннее избыточное давление или наружное, определяемое из условия прочности или устойчивости обечайки между двумя соседними кольцами жесткости, допускаемое внутреннее избыточное давление в рубашке или в канале, МПа	$[p]_2$
Допускаемое поперечное усилие, Н	$[Q]$
Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости, Н	$[Q]_E$
Допускаемое поперечное усилие из условия прочности, Н	$[Q]_n$
Расчетное поперечное усилие, Н, геометрический параметр кольца	Q
Дополнительное усилие, действующее на центральную часть днища (крышки) с ребрами, Н	Q_0
Равнодействующая внутреннего давления на днище (крышку), Н	$Q_д$

Термин:	Условное обозначение:
Внутренний радиус отбортовки конической обечайки (днища), радиус нейтральной линии кольца жесткости, радиус отбортовки или торовой части торообразной вставки, мм	r
Внутренний радиус кривизны отбортовки для конических сопряжений , мм	r_0
Внутренний радиус кривизны отбортовки для сопряжений с отбортовкой, наружный радиус отбортовки торосферического днища мм	r_1
Наружный радиус канала, мм	r_2
Средний радиус канала, мм	r_3
Радиус средней кривизны днища у опорной окружности, мм	r_m
Радиус выточки, мм	r_a
Радиус кривизны в вершине днища сосуда по внутренней поверхности, радиус бурта для опирания зажима, радиус сферы сферической неотбортованной крышки, мм	R
Радиус кривизны в вершине днища рубашки по внутренней поверхности, мм	R_2
Реакция прокладки, Н	R_n
Минимальное значение предела текучести при расчетной температуре, МПа	R_e
Минимальное значение предела текучести, при температуре 20°С, МПа	R_e^{20}
Минимальное значение условного предела текучести при расчетной температуре (напряжение, при котором остаточное удлинение составляет 0,2%), МПа	$R_{p0,2}$
Минимальное значение условного предела текучести при температуре 20°С, МПа	$R_{p0,2}^{20}$
Минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при расчетной температуре, МПа	R_m
Минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при температуре 20°С, МПа	R_m^{20}
Среднее значение предела длительной прочности за 10^5 ч при расчетной температуре, МПа	$R_{m/10^5}$
Средний 1%-ный предел ползучести за 10^5 при расчетной температуре, МПа	$R_{p1,0\ 10^5}$
Минимальное значение условного предела текучести при расчетной температуре (напряжение, при котором остаточное удлинение составляет 1%), МПа	$R_{p1,0}$
Исполнительная толщина стенки обечайки, мм	s
Исполнительная толщина стенки анкерной трубы, конической втулки фланца в месте соединения с обечайкой, днищем, толщина втулки плоского днища с ребрами жесткости	s_0
Расчетная толщина стенки анкерной трубы, мм	s_{OR}
Исполнительная толщина стенки днища (крышки), сферического сегмента, переходной части конической обечайки, стенки штуцера, толщина конической втулки в месте соединения с фланцем, мм	s_1
Исполнительная толщина стенки переходной части обечайки, подкладного листа, накладного кольца, исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки рубашки и конуса или канала, мм	s_2
Исполнительная толщина крышки вне уплотнения, внутренней части штуцера, исполнительная толщина стенки днища сосуда, мм	s_3
Толщина утоненной части днища в месте кольцевой выточки, толщина вертикальной стойки кольца жесткости, исполнительная толщина стенки днища рубашки, мм	s_4
Толщина верхней полки кольца жесткости, мм	s_5
Толщина нижней полки кольца жесткости, мм	s_6
Исполнительная толщина стенки конической обечайки, мм	s_k
Толщина крышки в месте уплотнения, мм	s_n
Расчетная толщина стенки обечайки, мм	s_p

Термин:	Условное обозначение:
Расчетная толщина стенки конической обечайки, мм	$s_{кр}$
Расчетная толщина стенки днища (крышки), сферического сегмента) или переходной части конической обечайки, мм	s_{1p}
Расчетная толщина стенки переходной части обечайки, мм	s_{2p}
Исполнительная толщина стенки тороидального перехода конической обечайки, мм	s_T
Исполнительная толщина стенки пологого конического днища, мм	s'
Расчетная толщина стенки переходной части с тороидальным переходом, мм	s_{mp}
Расчетная толщина пологого днища, мм	s_p'
Эффективные толщины стенок переходной части обечаек, мм	s_{1E}, s_{2E}
Рабочая температура, ^{0}C	T
Ширина поперечного сечения кольца жесткости в месте его приварки к обечайке, мм	t
Расчетная температура фланца (крышки), ^{0}C	$t_ф$
Расчетная температура болтов (шпилек), ^{0}C	$t_б$
Расчетная температура свободного кольца, ^{0}C	t_k
Несущая ширина кольцевого сварного шва, мм	t_j
Эффективный шаг анкерных труб или отбортовок, мм	$t0$
Расчетный шаг анкерных труб или отбортовок, мм	$t1$, $t2$
Шаг анкерных труб или отбортовок вдоль оси на цилиндрической обечайке , мм	tp
Шаг анкерных труб или отбортовок по окружности на цилиндрической обечайке, мм	t_T
Расстояние вдоль оси от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок, мм	t_L
Расстояние по окружности от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок	t_K
Шаг направляющей спирали или змеевикового канала, мм	ts
Коэффициенты понижения прочности	V, V_1
Момент упругого сопротивления кольца жесткости при изгибе, момент сопротивления сварного шва на единицу его длины между корпусом сосуда и кольцом, мм^3	W_1
Момент сопротивления сварного шва на единицу его длины между кольцом и рубашкой,мм^3	W_2
Момент упругого сопротивления кольца жесткости при кручении, мм^3	W_K
Вспомогательные величины	X_1, X_2, X_3
Расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси эллиптического днища, мм	x
Половина угла раствора при вершине конической обечайки, град	α, α_1, α_2
Угол наклона касательной у опорной окружности, град	α_2
Температурный коэффициент линейного расширения фланца, град$^{-1}$	$\alpha_ф$
Температурный коэффициент линейного расширения болтов (шпилек) , град$^{-1}$	$\alpha_б$
Температурный коэффициент линейного расширения свободного кольца, град$^{-1}$	$\alpha_к$
Температурный коэффициент линейного расширения крышки, град$^{-1}$	$\alpha_{кр}$
Коэффициент, угол между осью опорной стойки и вертикалью, угол между линией, соединяющей центры двух взаимовлияющих отверстий, и образующей обечайки, град	β
Коэффициенты формы	β_1 - β_8, β, β_o, β_m, β_u, β_A
Отношение допускаемых напряжений	χ
Отношение допускаемого напряжения кольца к допускаемому напряжению сферического сегмента	χ_K
Угол между осью наклонного штуцера и нормалью к поверхности обечайки или днища,	γ

Термин:	Условное обозначение:
половина центрального угла канала, град	
Угол шага анкерных труб или отбортовок на цилиндрической обечайке по окружности, град	δ_T
Угол шага анкерных труб или отбортовок на днище , град	δ_D
Угол по окружности от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок , град	δ_K
Угол охвата седловой опоры, град	δ_1
Угол охвата сосуда подкладным листом, град	δ_2
Коэффициент, учитывающий расстояние между корпусом сосуда и рубашкой	ε
Поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям, коэффициент нагружения	η
Коэффициент отношения прочности корпуса сосуда и рубашки	χ
Гибкость элемента, коэффициент длины сопряжения	λ
Относительная эффективная несущая длина конуса	μ
Коэффициент радиуса отбортовки	ρ
Отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба	ν_1
Коэффициент, учитывающий степень нагрузки общими мембранными напряжениями	ν_2
Общие мембранные напряжения, МПа	σ_m
Общие мембранные напряжения в меридиональном направлении , МПа	σ_{mx}
Общие мембранные напряжения в окружном направлении , МПа	σ_{my}
Приведенные местные мембранные напряжения от действия внутреннего давления, МПа	σ_2
Приведенные местные общие (мембранные + изгибные) напряжения от действия внутреннего давления и внешних сил, МПа	σ_{RV}
Приведенные местные мембранные напряжения от действия внутреннего давления и внешних сил, МПа	σ_3
Допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]$
Допускаемое напряжение при температуре 20°С, МПа	$[\sigma]^{20}$
Допускаемое напряжение для болта при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_б$
Допускаемое напряжение для болта в условиях монтажа, МПа	$[\sigma]_б^{20}$
Допускаемое напряжение для кольца жесткости при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_к$
Допускаемое напряжение для ребер жесткости плоского днища, МПа	$[\sigma]_р$
Допускаемое напряжение для фланца при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_ф$
Допускаемое напряжение для штуцера при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_ш$
Допускаемое напряжение для кольца сопряжения или анкерной трубы при расчетной температуре, допускаемое напряжение для втулки плоской крышки с ребрами, МПа	$[\sigma]_0$
Допускаемое напряжение для плоского днища с ребрами жесткости, сферического неотбортованного днища при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_1$
Допускаемое напряжение для стенки рубашки или канала при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_2$
Допускаемое напряжение для переходных частей обечаек (цилиндрических и конических) при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$
Максимальная сумма длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении днища или крышки, мм	Σd_i
Коэффициенты прочности сварных швов	φ
Коэффициенты прочности сварных швов в торосферических днищах (в зависимости от расположения)	φ_A, φ_B
Коэффициент прочности кольцевого сварного шва по краю неотбортованного сферического днища, коэффициент прочности сварного шва кольца жесткости	$\varphi_к$

Термин:	Условное обозначение:
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_ρ
Расчетный коэффициент прочности сварного шва	φ_p
Коэффициент прочности кольцевого сварного шва	φ_m
Коэффициент прочности поперечного сварного шва для укрепляющего кольца	φ_a
Расчетный коэффициент прочности сварного шва на направляющей спирали	φ_0
Коэффициенты понижения прочности канала	φ_3, φ_4
Коэффициенты снижения допускаемых напряжений при расчете на устойчивость	
из условия местной устойчивости при осевом сжатии	φ_1
из условия общей устойчивости при осевом сжатии	φ_2
из условия местной устойчивости при изгибе	φ_3
Расчетные коэффициенты прочности сварных швов	φ_{R1}, φ_{R2}, φ_{R3}, φ_{R4}, φ_{R5}, φ_{R6},
Угол между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне и вертикальной осью, половина угла обхвата рубашки с сопряжением анкерными трубами или отбортовкой, град	ψ

2. Общие требования

2.1. *Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности и устойчивости*

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ при расчете по предельным нагрузкам сосудов и аппаратов, работающих при статических нагрузках, определяют [1]:

для углеродистых и низколегированных сталей

$$[\sigma]=\eta\cdot\min\left(\frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{n_т};\frac{R_m}{n_в};\frac{R_{m/10^5}}{n_д};\frac{R_{p1,0/10^5}}{n_п}\right) \tag{2.1}$$

для аустенитных сталей

$$[\sigma]=\eta\cdot\min\left(\frac{R_{p1,0}}{n_т};\frac{R_m}{n_в},\frac{R_{m/10^5}}{n_д};\frac{R_{p1,0/10^5}}{n_п}\right). \tag{2.2}$$

Для условий испытания допускаемое напряжение:

$$[\sigma]=\eta\cdot\frac{R_e^{20} \text{ или } R_{p0,2}^{20}}{n_т} \tag{2.3}$$

Для условий испытаний сосудов и аппаратов из аустенитных сталей допускаемое напряжение:

$$[\sigma]=\eta\cdot\frac{R_{p0,2}^{20} \text{ или } R_{p1,0}^{20}}{n_т} \tag{2.4}$$

Коэффициенты запаса прочности должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Условие нагружения	Коэффициент запаса прочности			
	$n_т$	$n_в$	$n_д$	$n_п$
Рабочие условия	1,5	2,4	1,5	1,0
Условия испытания				
гидравлические испытания	1,1	-	-	-
пневматические испытания	1,2	-	-	-
Условия монтажа	1,1	-	-	-

Для сосудов и аппаратов группы 3, 4 по [27] коэффициент запаса прочности по временному сопротивлению $n_в$ допускается принимать равным 2,2.

В случае если допускаемое напряжение для аустенитных сталей определяют по условному пределу текучести $R_{p0,2}$ запас прочности $n_т$ для рабочих условий принимается равным 1,3.

Для сталей, широко используемых в химическом, нефтехимическом и нефтеперерабатывающем машиностроении, допускаемые напряжения для рабочих условий при $\eta = 1$ должны соответствовать значениям, приведенным в приложении 1.

При расчетной температуре для углеродистой стали свыше 380^{0}С, для низколегированной свыше 420^{0}С, для аустенитной свыше 525^{0}С необходимо учитывать ползучесть материала.

Поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям (η) 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.

Расчетные значения предела текучести, временного сопротивления и коэффициентов линейного расширения приведены в приложениях 2, 3.

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.

Расчетные значения модуля продольной упругости E для углеродистых и легированных сталей в зависимости от температуры должны соответствовать приведенным в приложении 4.

Расчетные значения предела текучести, временного сопротивления и коэффициентов линейного расширения принимаются в соответствии с приложениями 2,3.

Для элементов сосудов и аппаратов, рассчитываемых не по предельным нагрузкам (например, узлы врезки штуцеров или фланцевые соединения) допускаемые напряжения определяются по соответствующей нормативно-технической документации [5,9,10,14]

2.2. Коэффициенты прочности сварных швов

При расчете на прочность сварных элементов сосудов и аппаратов в расчетные формулы следует вводить коэффициент прочности сварных соединений.

Числовые значения этих коэффициентов должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 2.2 [1].

Таблица 2.2

Вид сварного шва	Значение коэффициентов прочности сварных швов	
	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
Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый вручную	1,0	0,9
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
Втавр, с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,8	0,65
Стыковой, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,9	0,65

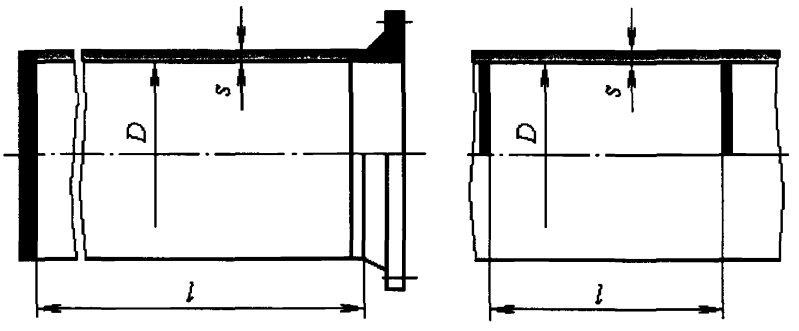
*Объем контроля определяется техническими требованиями на изготовление и правилами Госгортехнадзора РФ.

3. Цилиндрические обечайки

Расчет цилиндрических обечаек на прочность и устойчивость проводится на основании [1] с дополнениями по расчету характеристик колец жесткости. Кроме того, добавлен расчет на прочность от совместного действия внутреннего давления, растягивающего усилия и изгибающего момента.

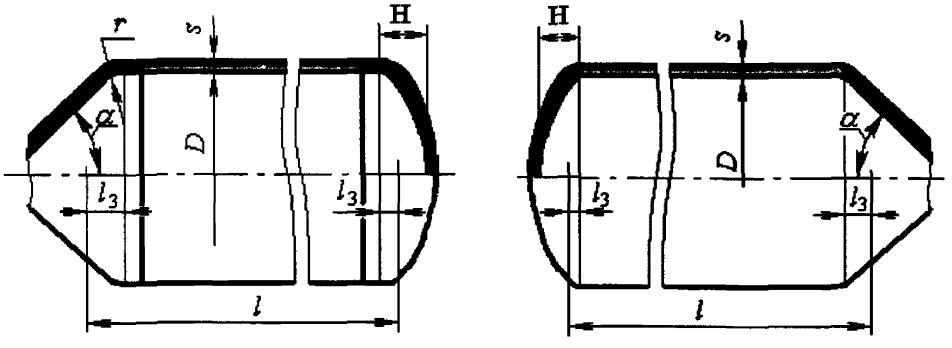
3.1. Расчетные схемы

Расчетные схемы цилиндрических обечаек приведены на рис. 3.1-3.4



а б

Рис. 3.1. Гладкие цилиндрические обечайки
(а - обечайка с фланцем или с плоским днищем, б - обечайка с жесткими перегородками)



а б

Рис. 3.2. Гладкие обечайки с выпуклыми или коническими днищами
(а – обечайка с отбортованными днищами, б – обечайка с неотбортованными днищами)

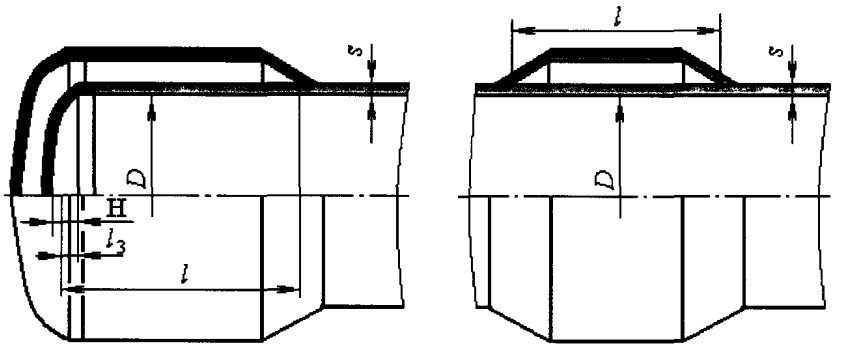


Рис.3.3. Гладкие обечайки с рубашкой

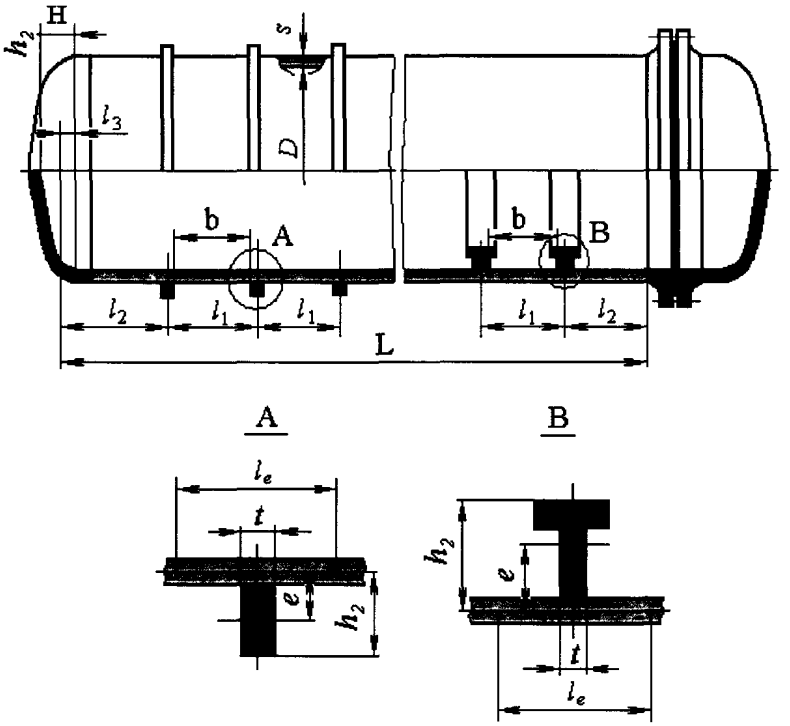


Рис 3.4. Цилиндрические обечайки, подкрепленные кольцами жесткости

Условия применения:

$$\frac{s-c}{D} \le 0{,}1 \quad \text{для обечаек и труб при D}\ge 200 \text{ мм;}$$

$$\frac{s-c}{D} \le 0{,}3 \quad \text{для труб при D}<200 \text{ мм.} \qquad (3.1)$$

3.2. *Гладкие обечайки (без колец жесткости)*

3.2.1. Обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки обечайки:

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} \tag{3.2}$$

Условие выполнения прочности стенки обечайки:

$$s \geq s_p + c \tag{3.3}$$

Допускаемое избыточное внутреннее давление:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)}{D+(s-c)} \tag{3.4}$$

3.2.2. Обечайки, нагруженные наружным избыточным давлением

Допускаемое наружное давление:

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}}, \tag{3.5}$$

где допускаемое давление из условия прочности:

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)}; \tag{3.6}$$

допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6} E}{n_y B_1}\frac{D}{l}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2{,}5}, \tag{3.7}$$

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

При определении расчетной длины обечайки l или L длину примыкающего элемента l_3 в зависимости от его вида (рис.3.2) следует определять по формулам:

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

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

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

Расчетная толщина стенки обечайки s_p при заданной расчетной длине l определяется итерационно по формулам (3.5-3.7) при условии, что $[p] = p$

Условие выполнения прочности стенки обечайки:

$$s \geq s_p + c \tag{3.8}$$

Максимально допустимая расчетная длина обечайки l_p при заданной толщине стенки $(s-c)$ определяется итерационно по формулам (3.5-3.7) при условии, что $[p]=p$.

3.2.3. Обечайки, нагруженные осевым растягивающим усилием

Расчетная толщина стенки обечайки:

$$s_p = \frac{F}{\pi \cdot D[\sigma]\varphi_T} \tag{3.9}$$

Условие выполнения прочности стенки обечайки:

$$s \geq s_p + c \tag{3.10}$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие:

$$[F] = \pi \cdot (D+s-c)(s-c)[\sigma]\varphi_T \tag{3.11}$$

3.2.4. Обечайки, нагруженные осевым сжимающим усилием

Допускаемое осевое сжимающее усилие

$$[F] = \frac{[F]_П}{\sqrt{1+\left(\frac{[F]_П}{[F]_E}\right)^2}}, \tag{3.12}$$

где допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности:

$$[F]_П = \pi(D+s-c)(s-c)[\sigma]; \tag{3.13}$$

допускаемое осевое сжимающее усилие из условия устойчивости:

$$[F]_E = min\{[F]_{E_1}; [F]_{E2}\}, \tag{3.14}$$

где $[F]_{E_1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5}$, - допускаемое осевое сжимающее усилие из условия местной устойчивости;

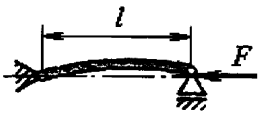
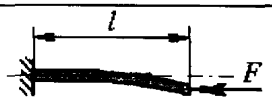
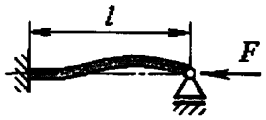
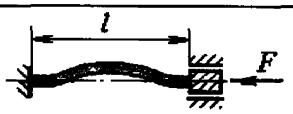
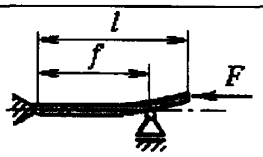
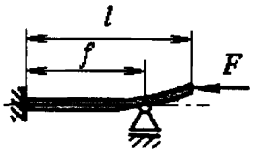
$[F]_{E_2} = \frac{\pi \cdot (D+s-c)(s-c)E}{n_y}\left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2$, - допускаемое осевое сжимающее усилие из условия общей устойчивости.

Гибкость λ определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{2,83 \cdot l_{np}}{D+s-c}, \tag{3.15}$$

где приведенная длина l_{np} в зависимости от условий нагружения и закрепления принимается по таблице 3.1. В случае, если $\frac{l}{D} < 10$, $[F]_E = [F]_{E_1}$.

Таблица 3.1

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

3.2.5. Обечайки, нагруженные изгибающим моментом

Допускаемый изгибающий момент цилиндрической обечайки:

$$[M]=\frac{[M]_{П}}{\sqrt{1+\left(\frac{[M]_{П}}{[M]_{E}}\right)^{2}}}, \qquad (3.16)$$

где $[M]_{П}=\frac{D}{4}[F]_{П}$; $[M]_{E}=\frac{D}{3{,}5}[F]_{E_1}$; $[F]_{П}$ и $[F]_{E_1}$ берутся равными допускаемым сжимающим усилиям по (3.13) и (3.14) соответственно.

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности:

$$[M]_{пр}=\frac{D}{4}[F] \qquad (3.17)$$

где $[F]$ определяется по (3.11).

3.2.6. Обечайки, нагруженные поперечным усилием

Допускаемое поперечное усилие:

$$[Q] = \frac{[Q]_П}{\sqrt{1+\left(\frac{[Q]_П}{[Q]_E}\right)^2}}, \tag{3.18}$$

где допускаемое поперечное усилие из условия прочности:

$$[Q]_П = 0{,}25\pi D(s-c)[\sigma]; \tag{3.19}$$

допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости:

$$[Q]_E = \frac{2{,}4E(s-c)^2}{n_y}\left[0{,}18+3{,}3\frac{D(s-c)}{l^2}\right]. \tag{3.20}$$

3.2.7. Обечайки, работающие под совместным действием внутреннего давления, осевого растягивающего усилия и изгибающего момента

Обечайки проверяют из условия прочности по формуле:

$$\frac{F+p\frac{\pi D^2}{4}}{[F]}+\frac{M}{[M]_{пр}} \le 1{,}0, \tag{3.21}$$

где $[F]$ и $M_{пр}$ определяются по (3.11) и (3.17) соответственно.

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

Обечайки проверяют на устойчивость по формуле:

$$\frac{p}{[p]}+\frac{F}{[F]}+\frac{M}{[M]}+\left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 \le 1{,}0, \tag{3.22}$$

где $[F]$ определяются по (3.12)

3.3. *Обечайки, подкрепленные кольцами жесткости*

Расчетная схема цилиндрических обечаек, подкрепленных кольцами жесткости, приведена на рис.3.4.

Дополнительное условие применения:

$$\frac{h_2}{D} \le 0{,}2, \text{ где } h_2 = h + s_5 + s_6 + \frac{(s-c)}{2}$$

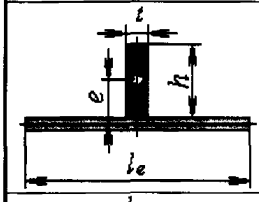
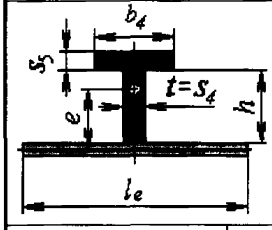
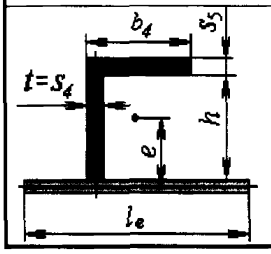
Кольца для укрепления обечайки используются единого типоразмера.

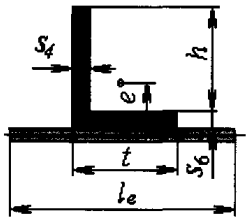
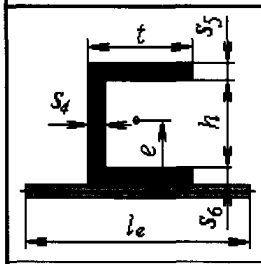
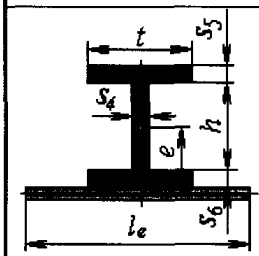
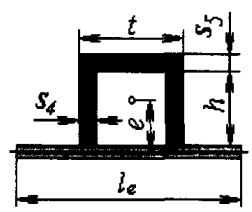
Расчетные формулы применяются при условии равномерного расположения колец жесткости. В тех случаях, когда кольца жесткости установлены неравномерно, значения b, l_1 и l_2 следует подставлять для тех участков, на которых расстояние между двумя соседними кольцами жесткости максимальное. В качестве расчетной длины l принимается $\max\{l_1; l_2\}$.

3.3.1. *Расчетные величины колец жесткости*

Расстояние между центром тяжести поперечного сечения кольца жесткости и срединной поверхности обечайки (e), площадь поперечного сечения (A_k) и момент инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести (I_k) в зависимости от сечения кольца, определяются по таблице 3.2. Размеры колец жесткости принимаются с учетом суммарной прибавки c_k.

Таблица 3.2

Сечение кольца	e	A_k	I_k
	$\frac{h+s-c}{2}$	ht	$\frac{th^3}{12}$
	$\frac{th^2 + b_4 s_5 (2h + s_5)}{2(th + b_4 s_5)} + \frac{s-c}{2}$	$th + b_4 s_5$	$\frac{1}{3} t\left(e_k^3 + (h-e_k)^3\right) + \frac{1}{12} b_4 s_5 \left(s_5^2 + 12\left(h - e_k + \frac{s_5}{2}\right)^2\right)$ где $e_k = e - \frac{s-c}{2}$
			

Сечение кольца	e	A_k	I_k
	$\frac{ts_6^2 + s_4h(h+2s_6)}{2(ts_6+s_4h)} + \frac{s-c}{2}$	$ts_6 + s_4h$	$\frac{1}{3}s_4\left((h+s_6-e_k)^3+(e_k-s_6)^3\right)+ + \frac{1}{12}ts_6\left(s_6^2+12\left(e_k-\frac{s_6}{2}\right)^2\right)$ где $e_k = e-\frac{s-c}{2}$
	$\frac{s_4h(h+2s_6)+ts_6^2}{2(t(s_5+s_6)+s_4h)} + \frac{ts_5(2h+2s_6+s_5)}{2(t(s_5+s_6)+s_4h)} + \frac{s-c}{2}$	$t(s_5+s_6)+ + s_4h$	$\frac{1}{3}s_4\left((h+s_6-e_k)^3+(e_k-s_6)^3\right)+ + \frac{1}{12}ts_6\left(s_6^2+12\left(e_k-\frac{s_6}{2}\right)^2\right)+ \frac{1}{12}ts_5\left(s_5^2+12\left(h+s_6-e_k+\frac{s_5}{2}\right)^2\right)$ где $e_k = e-\frac{s-c}{2}$
			
	$\frac{2s_4h^2+ts_5(2h+s_5)}{2(2s_4h+ts_5)} + \frac{s-c}{2}$	$2s_4h+ts_5$	$\frac{2}{3}s_4\left(e_k^3+(h-e_k)^3\right)+ + \frac{1}{12}ts_5\left(s_5^2+12\left(h-e_k+\frac{s_5}{2}\right)^2\right)$ где $e_k = e-\frac{s-c}{2}$

3.3.2. Обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением

При выполнении п.3.2.1 расчета гладких обечаек от внутреннего давления укрепления обечайки кольцами жесткости не требуется.

При не выполнении п.3.2.1 определяется коэффициент K_4:

$$K_4 = \frac{p(D+s-c)}{2\varphi_p[\sigma](s-c)} - 1 \qquad (3.23)$$

В диапазоне $0 < K_4 < 2\cdot\frac{\varphi_T}{\varphi_P} - 1$ условие прочности будет выполнено в случае, если максимальное расстояние между смежными кольцами:

$$b \le \sqrt{D(s-c)\left[\frac{2}{K_4} - \frac{\varphi_P}{\varphi_T}\left(1+\frac{1}{K_4}\right)\right]}, \qquad (3.24)$$

а площадь поперечного сечения кольца:

$$A_k \geq l_1(s-c)\frac{[\sigma]\cdot\varphi_P}{[\sigma]_K\cdot\varphi_K}K_4 \tag{3.25}$$

В случае если $K_4 \geq 2\cdot\frac{\varphi_T}{\varphi_P}-1$, толщину стенки необходимо увеличить до такого размера, чтобы выполнялось условие:

$$0 < K_4 < 2\cdot\frac{\varphi_T}{\varphi_P}-1 \tag{3.26}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление:

$$[p] = min\{[p]_1;[p]_2\}, \tag{3.27}$$

где $[p]_1$ определяется из условия прочности всей обечайки.

$$[p]_1 = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)+2\frac{A_k}{l}[\sigma]_K\varphi_K}{D+(s-c)}; \tag{3.28}$$

$[p]_2$ определяется из условия прочности обечайки между двумя соседними кольцами жесткости:

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi_T(s-c)}{D+(s-c)}\frac{2+\lambda_П^2}{1+\frac{\varphi_T\lambda_П^2}{\varphi_P}}, \tag{3.29}$$

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

3.3.3. Обечайки, нагруженные наружным избыточным давлением

Расчетные параметры подкрепленной обечайки.
Эффективная длина стенки l_e:

$$l_e = \min\left\{l\ ; t+1{,}1\sqrt{D(s-c)}\right\} \tag{3.30}$$

Эффективный момент инерции I поперечного сечения кольца жесткости:

$$I = I_K + \frac{l\ (s-c)^3}{10{,}9} + e^2\frac{A_K l_e(s-c)}{A_K + l_e(s-c)} \tag{3.31}$$

Коэффициент жесткости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости:

$$k = \sqrt{\frac{10{,}9\cdot I}{l\ (s-c)^3}} \tag{3.32}$$

Допускаемое наружное давление определяется из условия:

$$[P] = min\{[p]_1,[p]_2\}, \tag{3.33}$$

где $[p]_1$ - допускаемое давление из условия устойчивости всей обечайки:

$$[p]_1 = \frac{[p]_{1П}}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_{1П}}{[p]_{1E}}\right)^2}}; \qquad (3.34)$$

допускаемое давление из условия прочности:

$$[p]_{1П} = \frac{2[\sigma](s-c)+2\frac{A_k}{l}[\sigma]_K}{D+(s-c)}; \qquad (3\ 35)$$

допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_{1E} = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{kB_2 n_v}\frac{D}{L}\left[\frac{100k(s-c)}{D}\right]^{2{,}5} \qquad (3.36)$$

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

$[p]_2$ - допускаемое давление из условий устойчивости обечайки между кольцами жесткости:

$$[p]_2 = \frac{[p]_{2П}}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_{2П}}{[p]_{2E}}\right)^2}}; \qquad (3.37)$$

допускаемое давление из условия прочности:

$$[p]_{2П} = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)}\frac{2+\lambda_П^2}{1+\frac{\lambda_П^2}{\varphi_P}} \qquad (3.38)$$

при $\lambda_П^2 = \frac{b^2}{D(s-c)}$;

допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_{2E} = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{n_y B_1}\frac{D}{l}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2{,}5}, \qquad (3.39)$$

где $l = \max\left\{b;\ l_2 - \frac{t}{2}\right\}$ (l_2 – расстояние между крайним кольцом жесткости и следующим эффективным элементом жесткости); $B_1 = min\left\{1{,}0;\ 9{,}45\frac{D}{l}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\}$.

3.3.4. Обечайки, нагруженные осевым растягивающим или сжимающим усилием, изгибающим моментом или поперечным усилием как раздельно, так и совместно

Допускаемые нагрузки и проверку на устойчивость при совместном воздействии всех нагрузок определяют как для гладких обечаек при условии $l=b$. При определении расчетной длины $l_{пр}$ по таблице 3.1 вместо l следует принимать общую длину L.

4. Выпуклые днища

Расчет выпуклых днищ на прочность и устойчивость проводится на основании [1].

4.1. Расчетные схемы

Расчетные схемы выпуклых днищ приведены на рис. 4.1.

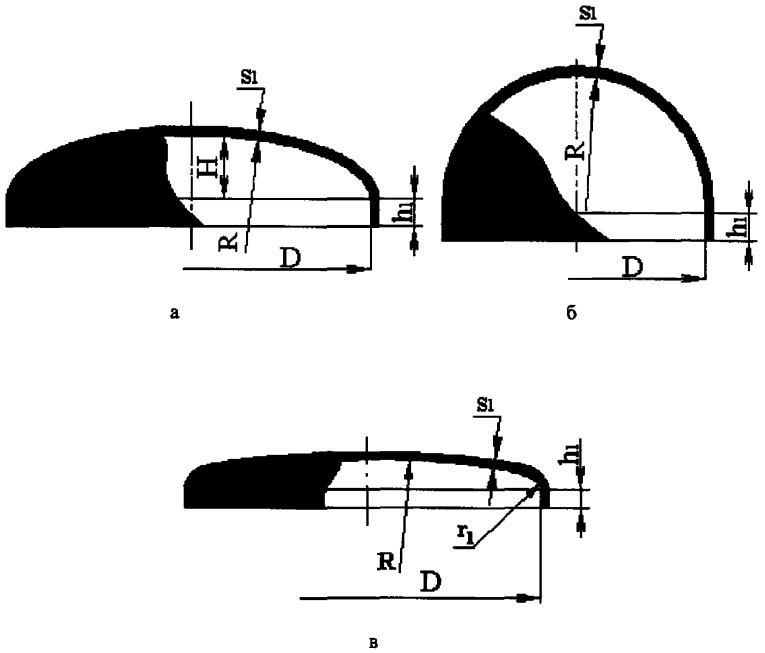


Рис. 4.1. Выпуклые днища.

а - эллиптическое днище, *б* - полусферическое днище, в - торосферическое днище

Условия применения:

$$0{,}002 \le \frac{s_1 - c}{D} \le 0{,}100 \;;\; 0{,}2 \le \frac{H}{D} \le 0{,}5 \;;\; R \le D \;;\; (r_1 - s) \ge 0{,}1D \tag{4.1}$$

4.2. Эллиптическое днище

4.2.1. Эллиптическое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением

Радиус кривизны в вершине днища равен:

$$R = \frac{D^2}{4H} \tag{4.2}$$

Расчетная толщина стенки днища:

$$s_{1p} = \frac{pR}{2[\sigma]\varphi - 0{,}5 \cdot p} \tag{4.3}$$

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \tag{4.4}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi\ (s_1 - c)}{R + 0{,}5\ (s_1 - c)} \tag{4.5}$$

Если длина цилиндрической части отбортованного днища $h_1 > 0{,}8 \cdot \sqrt{D(s_1 - c)}$, то расчетная толщина стенки днища:

$$s_{1p} = \frac{pD}{2[\sigma] - p} \tag{4.6}$$

4.2.2. Эллиптическое днище, нагруженное наружным избыточным давлением.

Допускаемое наружное давление:

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}}, \tag{4.7}$$

где допускаемое давление из условия прочности:

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0{,}5 \cdot (s_1 - c)}; \tag{4.8}$$

допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y}\left[\frac{100(s_1 - c)}{K_Э \cdot R}\right]^2, \tag{4.9}$$

$$K_Э = \frac{1 + (2{,}4 + 8 \cdot \chi)\chi}{1 + (3{,}0 + 10\chi)\chi} \quad \text{при} \quad \chi = 10\frac{s_1 - c}{D}\left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D}\right).$$

Расчетная толщина стенки днища с учетом прибавок определяется итерационно по формулам (4.7-4.9) при условии, что $[p] = p$.

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \tag{4.10}$$

4.3. Полусферическое днище

Расчетная схема полусферического днища приведена на рис. 4.1,б.

4.3.1. Полусферическое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением

Радиус кривизны в вершине днища равен:

$$R = H = 0{,}5D \tag{4.11}$$

Расчетная толщина стенки днища:

$$s_{1p} = \frac{pR}{2[\sigma]\varphi - 0{,}5 \cdot p} \tag{4.12}$$

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \tag{4.13}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi\ (s_1 - c)}{R + 0{,}5 \cdot (s_1 - c)} \tag{4.14}$$

Если длина цилиндрической части отбортованного днища $h_1 > 0{,}3 \cdot \sqrt{D(s_1 - c)}$, то расчетная толщина стенки днища:

$$s_{1p} = \frac{pD}{2[\sigma] - p} \tag{4.15}$$

4.3.2. Полусферическое днище, нагруженное наружным избыточным давлением

Допускаемое наружное давление:

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}}, \tag{4.16}$$

где допускаемое давление из условия прочности:

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0{,}5 \cdot (s_1 - c)}; \tag{4.17}$$

допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_E = \frac{0{,}26 \cdot E}{n_y}\left[\frac{s_1 - c}{R}\right]^2. \tag{4.18}$$

Расчетная толщина стенки днища с учетом прибавок определяется итерационно по формулам (4 16-4.18) при условии, что $[p] = p$.

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \tag{4.19}$$

4.4. Торосферическое днище

Расчетная схема торосферического днища приведена на рис. 4.1,в.

В зависимости от соотношения параметров R, D_1, r_1 приняты следующие типы днищ:

- тип А $0{,}95D_1 \leq R \leq (D_1 - 2s)$, $r_1 \geq 0{,}095D_1$;
- тип В $0{,}85D_1 \leq R < 0{,}95D_1$, $r_1 \geq 0{,}170D_1$;
- тип С $0{,}5D_1 \leq R < 0{,}85D_1$, $r_1 \geq 0{,}150D_1$.

4.4.1. Торосферическое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки днища в краевой зоне.

$$s_{1p} = \frac{pD_1\beta_1}{2[\sigma]\varphi} \tag{4.20}$$

Коэффициент β_1 определяется в зависимости от типа днища и отношения $\frac{p}{[\sigma]}$ по рис.4.2.

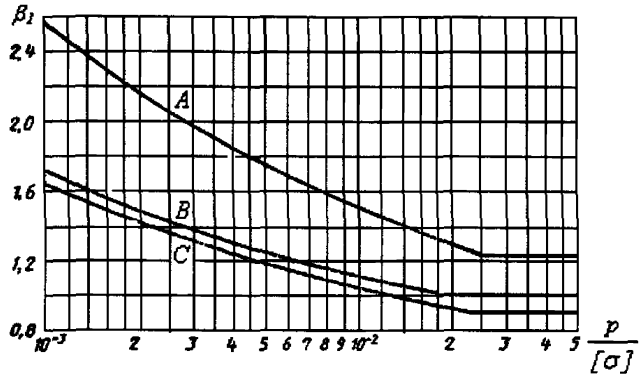


Рис. 4.2. График для определения коэффициента β_1

Для сварных днищ расчетная толщина стенки в центральной зоне:

$$s_{1p} = \frac{pR}{2[\sigma]\varphi - 0{,}5 \cdot p} \qquad (4\ 21)$$

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \qquad (4.22)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление

$$[p] = min\{[p]_1, [p]_2\} \qquad (4.23)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление из условия прочности краевой зоны:

$$[p]_1 = \frac{2[\sigma]\varphi\ (s_1 - c)}{D_1\beta_2} \qquad (4.24)$$

Для сварных днищ допускаемое внутреннее избыточное давление в центральной зоне

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi\ (s_1 - c)}{R + 0{,}5(s_1 - c)} \qquad (4.25)$$

Коэффициент β_2 определяется в зависимости от типа днища и отношения $\frac{s_1 - c}{D}$:

$$\text{тип А} \quad \beta_2 = \max\left\{1{,}25;\ 0{,}25 \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{s_1 - c}} + 1{,}00\right)\right\}$$

$$\text{тип В} \quad \beta_2 = \max\left\{1{,}0;\ 0{,}12 \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{s_1 - c}} + 3{,}75\right)\right\} \qquad (4.26)$$

$$\text{тип С} \quad \beta_2 = \max\left\{0{,}9;\ 0{,}12 \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{D_1}{s_1 - c}} + 3{,}20\right)\right\}$$

Для днищ, изготовленных из целой заготовки, коэффициент $\varphi = 1$. Для днищ, изготовленных из нескольких частей, коэффициент φ определяется по таблице 4.1.

Таблица 4.1

Эскиз днища	φ для формул 4.20 и 4.24	φ для формул 4.21 и 4.25
	Для шва А	
	φ_A	1
	Для шва В	
	1	φ_B
	При $\frac{d}{D} < 0{,}6$	
	1	φ_B
	При $\frac{d}{D} < 0{,}6$	
	φ_A	1

Если длина цилиндрической части отбортованного днища $h_1 > 0{,}8 \cdot \sqrt{D_1(s_1 - c)}$, то расчетная толщина днища:

$$s_{1p} = \frac{pD}{2[\sigma] - p} \tag{4.27}$$

4.4.2. Торосферическое днище, нагруженное наружным избыточным давлением

Допускаемое наружное давление:

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}}, \tag{4.28}$$

где допускаемое давление из условия прочности·

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0{,}5 \cdot (s_1 - c)}; \tag{4.29}$$

допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y}\left[\frac{100(s_1 - c)}{R}\right]^2. \tag{4.30}$$

Допускаемое наружное избыточное давление из условия прочности краевой зоны:

$$[p]_1 = \frac{2[\sigma]\varphi\,(s_1 - c)}{D_1\beta_2} \tag{4.31}$$

Расчетная толщина стенки днища с учетом прибавок определяется итерационно по формулам (4.28-4.31) при условии, что $[p] = p$.

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \tag{4.32}$$

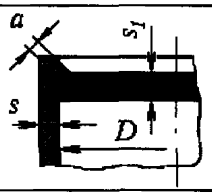
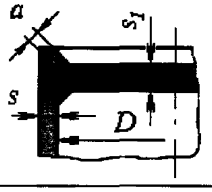
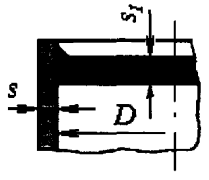
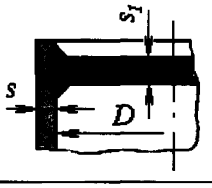
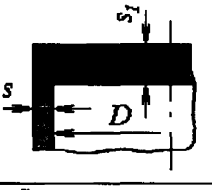
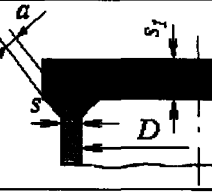
5. Плоские днища и крышки

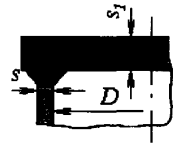
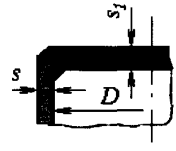
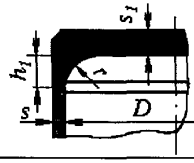
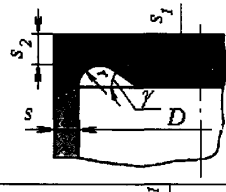
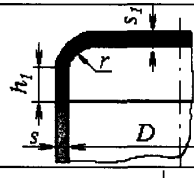
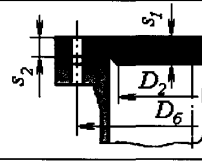
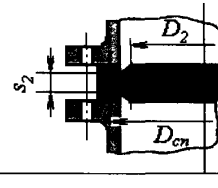
Расчет плоских днищ на прочность и устойчивость проводится на основании [1] с дополнением расчета плоского отбортованного днища (тип 11, табл.5.1) по [23] и днищ с радиальными ребрами жесткости по [6]. В отличие от [6] при определении $[p_2]$ (формула (5.32)) учитывается прибавка на коррозию.

5.1. Плоские днища, нагруженные внутренним или наружным давлением

Расчетные схемы плоских днищ приведены в табл. 5.1

Таблица 5.1

Тип	Чертеж	Условия закрепления и применения днищ и крышек	K
1		$a \geq 1{,}7 \cdot s$ $D_p = D$	0,53
2		$a \geq 0{,}85 \cdot s$ $D_p = D$	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		$a > 0{,}85 \cdot s$ $D_p = D$	0,50

Тип	Чертеж	Условия закрепления и применения днищ и крышек	K
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
9		$\max\{s; 0{,}25\,s_1\} \leq r \leq \min\{s_1; 0{,}1D\}$ $h_1 \geq r$ $D_p = D - 2r$	$K = \max\left\{0{,}41\times\left(1-0{,}23\frac{s-c}{s_1-c}\right); 0{,}35\right\}$
10		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0{,}5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0{,}5$ $D_p = D$ $0{,}25 \cdot s_1 \leq r \leq s_1 - s_2$; $30° \leq \gamma \leq 90°$	0,41 0,38
11		$D_p = D - r$ $r \geq \max\{30\text{мм}; 2s\}$	0,35
12		$D_p = D_б$	0,40
13		$D_p = D_{сп}$	0,41

Условие применения:

$$\frac{s_1 - c}{D_P} \le 0{,}11 \tag{5.1}$$

При $\frac{s_1 - c}{D_P} > 0{,}11$ значение допускаемого давления умножается на поправочный коэффициент:

$$K_P = \frac{2{,}2}{1 + \sqrt{1 + \left(6\frac{s_1 - c}{D_P}\right)^2}} \tag{5.2}$$

Расчетная толщина стенки днища:

$$s_{1P} = KK_0 D_P \sqrt{\frac{p}{\varphi[\sigma]}} \tag{5.3}$$

Значения коэффициента K, расчетный диаметр D_P и некоторые ограничения определяются в зависимости от конструкции днищ по табл.5.1

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \ge s_{1p} + c \tag{5.4}$$

Во всех случаях минимальная толщина днища должна быть больше или равна толщине обечайки:

$$s_{1P} \ge s_P \tag{5.5}$$

Значение коэффициента ослабления K_0 для днищ, имеющих одно отверстие:

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_P} + \left(\frac{d}{D_P}\right)^2} \tag{5.6}$$

Значение коэффициента ослабления K_0 для днищ, имеющих несколько отверстий:

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\sum d_i}{D_P}\right)^3}{1 - \left(\frac{\sum d_i}{D_P}\right)}} \tag{5.7}$$

где d_i - хорды отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении днища или крышки.

Значение коэффициента ослабления K_0 для днищ без отверстий принимают равным 1,0.

Допускаемое давление на плоское днище:

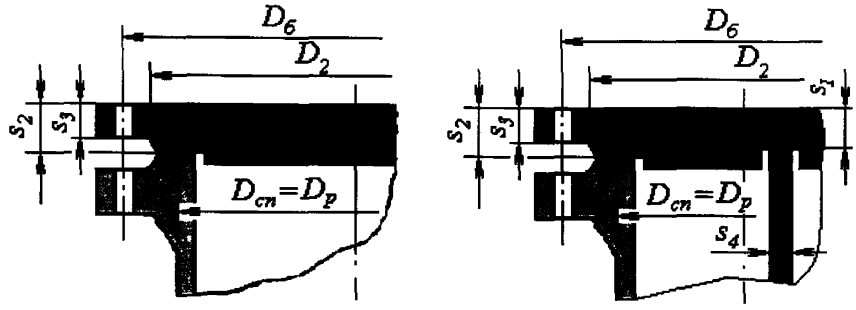
$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{KK_0 D_p}\right)^2 [\sigma]\varphi \tag{5.8}$$

Толщина s_2 для типов 10,12,13 должна удовлетворять условиям:

$$s_2 \geq \begin{cases} \max\left\{1{,}1s;\ \dfrac{s_1}{1+\dfrac{D_p-2r}{1{,}2s_1}\cdot\sin\gamma}\right\} & \text{для днища №10} \\ \max\left\{0{,}5D_p\dfrac{p}{[\sigma]};\ (s_1-c)\sqrt{2\dfrac{D_p-D_2}{D_p}}+c\right\} & \text{для днища №12,13} \end{cases} \qquad (5.9)$$

5.2. *Плоские днища с дополнительным краевым эффектом*

Расчетные схемы плоских днищ с дополнительным краевым моментом представлены на рис.5.1.



а б

Рис. 5.1.

Расчетная толщина стенки днища:

$$s_{1P} = K_б K_0 D_P \sqrt{\frac{p}{\varphi[\sigma]}} \qquad (5.10)$$

Значения коэффициента $K_б$:

$$K_б = 0{,}41\sqrt{\frac{1+3\psi\left(\dfrac{D_б}{D_{сп}}-1\right)}{\dfrac{D_б}{D_{сп}}}} \qquad (5.11)$$

Значение ψ:

$$\psi = \max\begin{cases} 1+\dfrac{R_n}{Q_д} \\ \dfrac{P_б+\Delta P_б}{Q_д} \end{cases}, \qquad (5.12)$$

где $Q_д$, R_n, $P_б$, $\Delta P_б$ - определяются из расчета фланцевого соединения по п.11 5.

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \tag{5.13}$$

Для крышки, имеющей паз для перегородки (например, камера теплообменника) значение коэффициента $K_б$ для определения толщины в месте паза (рис.5 2.1,б) рассчитывается с учетом усилия от сжатия прокладки в пазе по формуле:

$$K_б = 0{,}41\sqrt{\frac{1+3\psi\left(\frac{D_б}{D_{сп}}-1\right)+9{,}6\frac{D_б}{D_{сп}}\frac{s_4}{D_{сп}}}{\frac{D_б}{D_{сп}}}} \tag{5.14}$$

Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения s_2 (рис.5.10,а).

$$s_2 \geq \max\left\{K_7\sqrt{\Phi};\frac{0{,}6}{D_{сп}}\Phi\right\}+c \tag{5.15}$$

где $\Phi = \max\left\{\frac{P_б+\Delta P_б}{[\sigma]_б};\frac{P_б}{[\sigma]_б^{20}}\right\}$

Значение коэффициента K_7:

$$K_7 = 0{,}8\sqrt{\frac{D_3}{D_{сп}}-1} \tag{5.16}$$

Толщина края плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом вне зоны уплотнения:

$$s_3 \geq \max\left\{K_7\sqrt{\Phi};\frac{0{,}6}{D_{сп}}\Phi\right\}+c, \tag{5.17}$$

где $\Phi = \max\left\{\frac{P_б+\Delta P_б}{[\sigma]_б};\frac{P_б}{[\sigma]_б^{20}}\right\}$; $\quad K_7 = 0{,}8\sqrt{\frac{D_3}{D_2}-1}$

Допускаемое давление для плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом:

$$[p] = \left(\frac{s_1-c}{K_0K_6D_p}\right)^2[\sigma]\varphi \tag{5.18}$$

5.3. *Плоские днища с радиальными ребрами жесткости*

Расчетные схемы днищ приведены на рис. 5.2.

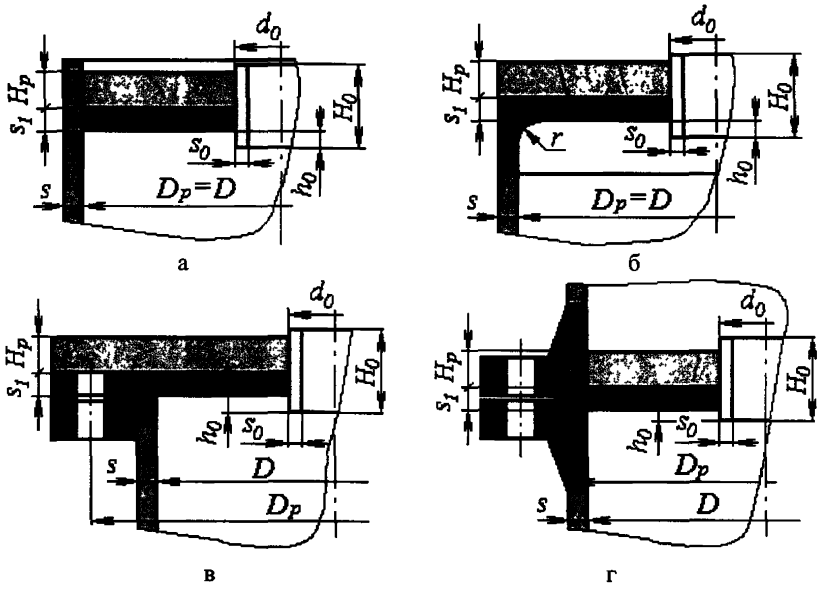


Рис 5.2.

Условия применения:

$$\frac{D_p - d_0}{2H_p} \geq 10; \quad n \geq 6; \quad \frac{nA_p[\sigma_p]}{\pi D_p s_1[\sigma_1]} \leq 1; \quad \frac{4e_0^2}{A_p} \leq 10 \tag{5.19}$$

Возможно применение ребер с произвольной формой поперечного сечения. Для профилей стандартного сечения расстояние от центра тяжести поперечного сечения ребра жесткости до его основания $e_0 = e_k$, а площадь поперечного сечения $A_p = A_k$, где e_k и A_k определяются по таблице 3.2.

Расчетное расстояние от поверхности днища до нижнего торца втулки:

$$h_{0P} = \min\left\{h_0; 0{,}27\sqrt{(d_0 - s_0)s_0}\right\} \tag{5.20}$$

Расчетная высота втулки:

$$H_{0P} = \min\left\{H_0; (H_p + s_1 + h_0)\right\} \tag{5.21}$$

Относительный наружный радиус втулки:

$$\rho_0 = \frac{d_0}{D_p} \tag{5.22}$$

Расстояние от срединной поверхности днища до нейтральной поверхности:

$$e = \frac{nA_p[\sigma_p]}{2\pi D_p[\sigma_1]} \tag{5 23}$$

Изгибающий момент втулки, отнесенный к длине контурной линии·

$$M_0 = \frac{[\sigma_0]\varphi(s_0 - c_0)}{d_0 - s_0 + c_0}\left[\left(H_{0p} - e - h_{0p} - \frac{s_1}{2}\right)^2 + \left(e + h_{0p} + \frac{s_1}{2}\right)^2\right] \quad (5.24)$$

Расчетный изгибающий момент днища, отнесенный к длине контурной линии:

$$M_1 = [\sigma_1]\left[e^2 + \left(\frac{s_1 - c}{2}\right)^2\right] \quad (5.25)$$

Расчетный изгибающий момент оребренного днища, отнесенный к длине контурной линии:

$$M_2 = M_1 + \frac{[\sigma_p]\varphi n A_p}{\pi d_0}\left(e_0 - e + \frac{s_1 - c}{2}\right) \quad (5.26)$$

Расчетный обобщенный изгибающий момент, отнесенный к длине контурной линии:

$$M_{0p} = \min\{M_0; M_2\} \quad (5.27)$$

Расчетный суммарный изгибающий момент, отнесенный к длине контурной линии:

$$M_c = M_1(1 - \rho_0) + M_{0p}\rho_0 \quad (5.28)$$

При отсутствии центральной втулки ($\rho_0 = 0$) и пересечении ребер в центре, а также в случае если вместо втулки используется сплошная бобышка:

$$M_c = M_1 + \frac{[\sigma_p]\varphi n A_p}{\pi D_p}\left(e_0 - e + \frac{s_1 - c}{2}\right) \quad (5.29)$$

Условие выполнения прочности при действии дополнительного усилия, действующего на центральную часть днища (вес двигателя, редуктора и т.п.):

$$Q_0 \le 0{,}9\frac{2\pi M_c}{1 - \rho_0} \quad (5.30)$$

Расчетное допускаемое давление, действующее на плоское днище в целом·

$$[p_1] = \frac{12[2\pi M_c + Q_0(1 - \rho_0)]}{\pi D_p^2(1 - \rho_0^2)} \quad (5.31)$$

Если действие Q_0 направлено в туже сторону, что и давление p, то в формуле (5.31) перед Q_0 следует поставить знак минус.

Расчетное допускаемое давление, действующее в промежутке между ребрами:

$$[p_2] = \frac{12[\sigma_1](s_1 - c)^2\left(1 + \sin\frac{\pi}{n}\right)^2}{D_p^2\left(\sin\frac{\pi}{n}\right)^2} \quad (5.32)$$

Допускаемое избыточное давление:

$$[p] = \min\{[p_1]; [p_2]\} \quad (5.33)$$

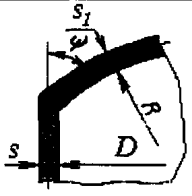
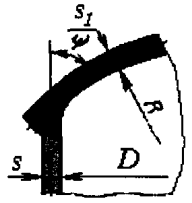
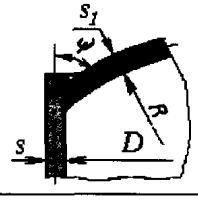
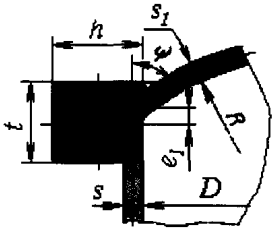
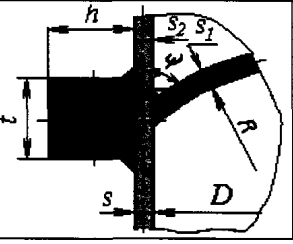
6. Сферические неотбортованные днища и крышки

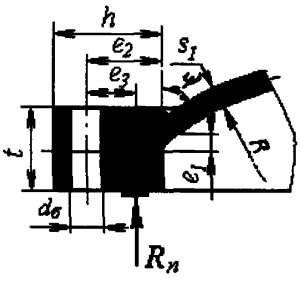
Расчет сферических неотбортованных днищ на прочность и устойчивость проводится на основании [2].

6.1. Расчетные схемы

Расчетные схемы днищ приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1.

Тип	Чертеж	M	[M]	A_k
1		-	-	0
2		-	-	0
3		-	-	0
4		$\left\lvert p\frac{D^2}{4}e_1 tg\psi \right\rvert$	$\frac{\pi[\sigma]_k ht^2}{2}$	th
5		0	-	$(h+s_2)t$

Тип	Чертеж	M	[M]	A_k
6		$\left\|p\frac{D^2}{4}(e_2 - e_1 tg\psi) + R_n e_3\right\|$, где R_n определяется из расчета фланцевого соединения по п.11 5.	$\frac{\pi[\sigma]_k (h-d_6)t^2}{2}$	$(h-d_6)t$

Условия применения:

$$\frac{s_1 - c}{R} \le 0{,}1; \qquad 0{,}85D \le R \le D \tag{6.1}$$

Для днищ типа 1-3, нагруженных внутренним избыточным давлением, расчетные формулы следует применять при дополнительном условии:

$$\frac{s_1 - c}{R} \ge 0{,}002 \tag{6.2}$$

6.2. *Сферические неотбортованные днища, нагруженные внутренним давлением*

Расчетная толщина стенки днища:

$$s_{1P} = \max\left\{\begin{array}{l} \dfrac{pR}{2[\sigma]_1\varphi - p}; \\ \\ \dfrac{pD\beta}{2[\sigma]_1\varphi_k - p} \end{array}\right\} \tag{6.3}$$

Значение коэффициента β:

$$\beta = 0{,}5 + \frac{tg\psi}{\chi_k \dfrac{4A_k}{D(s_1 - c)}\sqrt{1 - \dfrac{M}{[M]}} + 3\sqrt{\dfrac{s_1 - c}{D}}\left[\dfrac{1}{\sqrt{\cos\psi}} + \left(\chi\dfrac{s - c}{s_1 - c}\right)^{3/2} + \left(\chi_2\dfrac{s_2 - c}{s_1 - c}\right)^{3/2}\right]}, \tag{6.4}$$

где $\cos\psi = \dfrac{D}{2R}$; $tg\psi = \sqrt{\left(\dfrac{2R}{D}\right)^2 - 1}$.

Отношения допускаемых напряжений:

$$\chi_k = \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_1}; \quad \chi = \frac{[\sigma]}{[\sigma]_1}; \quad \chi_2 = \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]_1}. \tag{6.5}$$

Величины A_k, M, $[M]$ определяются в зависимости от конструкции днищ по табл.6.1. При этом для днищ типа 4, 5 должно выполняться условие $M < [M]$. Если в днище типа 6 прокладка лежит по всей привалочной поверхности, в формуле при определении M принимается $e_3 = 0$.

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s_1 \geq s_{1p} + c \tag{6.6}$$

Допускаемое избыточное внутреннее давление определяется по формуле:

$$[p] = \min\left\{\begin{array}{l} \dfrac{2(s_1 - c)\varphi_k[\sigma]_1}{D\beta + (s_1 - c)} \\ \\ \dfrac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]_1}{R + (s_1 - c)} \end{array}\right\} \tag{6.7}$$

6.3. Сферические неотбортованные днища, нагруженные наружным давлением

Толщину стенки сферического сегмента днища или крышки предварительно определяют по формуле (6.3) с последующей проверкой по (6.8).

Допускаемое давление из условия прочности в центральной зоне:

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + (s_1 - c)} \tag{6.8}$$

Допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_E = \frac{KE}{n_y}\left[\frac{(s_1 - c)}{R}\right]^2 \tag{6.9}$$

Допускаемое наружное давление:

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}} \tag{6.10}$$

Коэффициент К в зависимости от параметра $\dfrac{R}{(s_1 - c)}$ определяется по таблице 6.2.

Таблица 6.2.

Расчетные модели	Значение коэффициента К при отношении $\dfrac{R}{(s_1 - c)}$								
	25	50	75	100	150	200	250	300	≥350
Днище (тип 1-5)	0,33	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11
Крышка (тип 6)	0,46	0,30	0,25	0,22	0,19	0,17	0,16	0,13	0,12

7. Конические переходы

Расчет конических переходов на прочность и устойчивость проводится на основании [1] с дополнением по расчету на прочность конической обечайки от совместного действия внутреннего давления растягивающего усилия и изгибающего момента.

7.1. Расчетные схемы

Расчетные схемы соединения обечаек в конических переходах представлены на рис.7.1.-7.3.

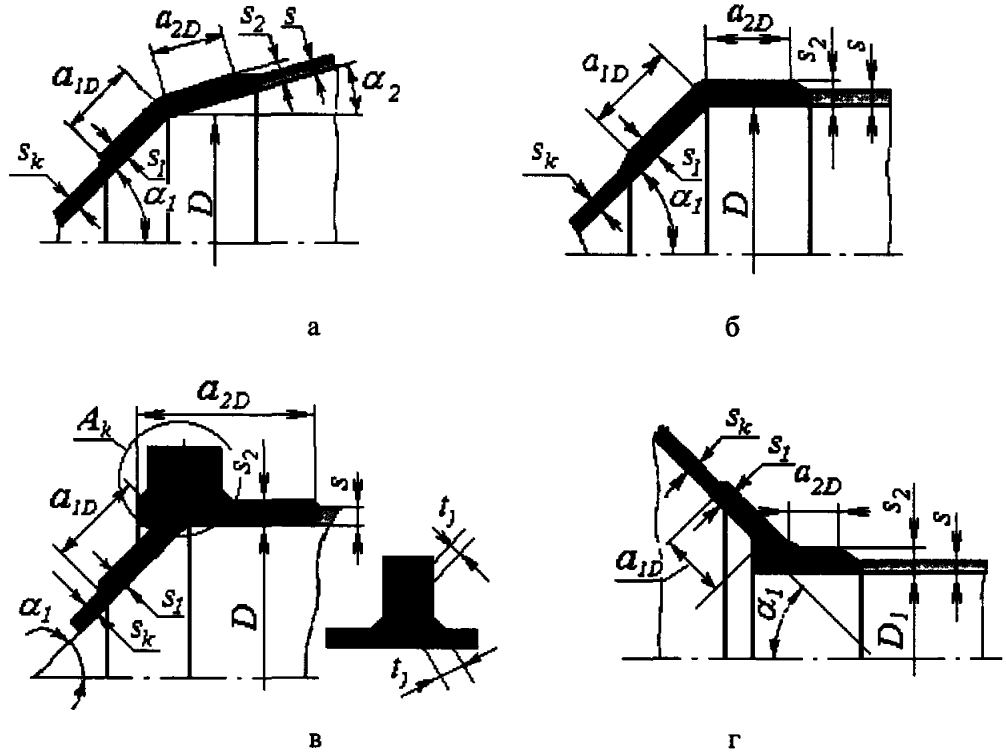


Рис.7.1. Соединение обечаек без тороидального перехода

а - соединение двух конических обечаек, *б* - соединение конической и цилиндрической обечаек, *в* - соединение конической и цилиндрической обечаек с укрепляющим кольцом, *г* - соединение конической обечайки с цилиндрической меньшего диаметра

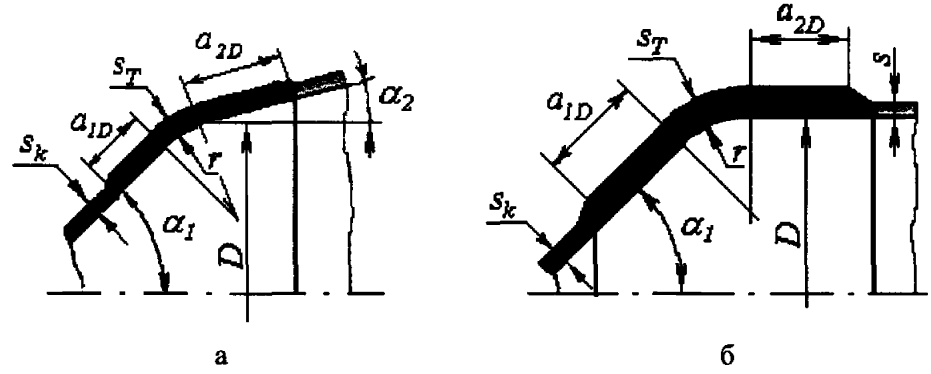


Рис.7.2. Соединение обечаек с тороидальным переходом

а - соединение двух конических обечаек, *б* - соединение конической и цилиндрической обечаек

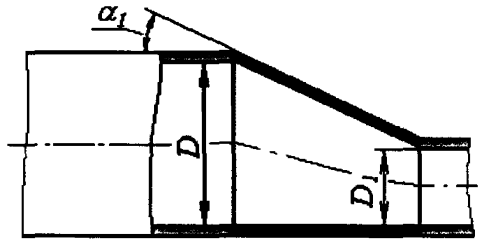


Рис.7.3. Соединение кососимметричных обечаек

Общие условия применения:

$$0{,}001 \le \frac{s_1 \cos\alpha_1}{D} \le 0{,}05; \quad \alpha_1 \le 70^0; \quad 0 \le \alpha_2 \le \alpha_1; \quad s_1 \ge s_2 \ge s_k; \quad l \ge a_1, \tag{7.1}$$

где l - длина перехода; a_1 - расчетная длина переходной части.

Расчетные коэффициенты прочности сварных швов переходов обечаек определяют по табл.7 1.

Таблица 7.1

Вид соединений обечаек	Расчетный коэффициент прочности сварных швов		
	Соединение обечаек с укрепляющим кольцом	Соединение обечаек без укрепляющего кольца	Соединение штуцера или внутреннего цилиндра с конической обечайкой
Внутреннее давление или растягивающая сила	$\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$ $\varphi_{ap} = \varphi_a$	$\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$	$\varphi_p = \min\{\varphi_p, \sqrt{\varphi_T}\}$
Наружное давление или сжимающая сила	$\varphi_p = \min\{\varphi_p, \sqrt{\varphi_T}\}$ $\varphi_{ap} = 1$	$\varphi_p = \min\{\varphi_p, \sqrt{\varphi_T}\}$	$\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$
Изгибающий момент	$\varphi_p = \min\{\varphi_p, \sqrt{\varphi_T}\}$ $\varphi_{ap} = \varphi_a$	$\varphi_p = \min\{\varphi_p, \sqrt{\varphi_T}\}$	$\varphi_p = \min\{\varphi_p, \sqrt{\varphi_T}\}$

где φ_m . коэффициент прочности кольцевого сварного шва;

φ_α . коэффициент прочности поперечного сварного шва для укрепляющего кольца.

7.2. *Конические обечайки*

7.2.1. *Конические обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением*

Расчетный диаметр конической обечайки без торроидального перехода (рис.7.1):

$$D_k = D - 1{,}4a_1 \sin\alpha_1 \tag{7.2}$$

Расчетный диаметр конической обечайки с торроидальным переходом (рис.7.2):

$$D_k = D - 2\left[r(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1) + 0{,}7a_1 \sin\alpha_1\right] \tag{7.3}$$

Расчетная толщина стенки обечайки:

$$s_{kp} = \frac{pD_k}{2[\sigma]\varphi_P - p} \cdot \frac{1}{\cos\alpha_1}, \tag{7.4}$$

Условие выполнения прочности стенки обечайки:

$$s_k \ge s_{kp} + c \tag{7.5}$$

Допускаемое внутреннее давление из условия прочности стенки обечайки:

$$[p]=\frac{2[\sigma]\varphi_P(s_k-c)}{\frac{D_k}{\cos\alpha_1}+(s_k-c)} \tag{7.6}$$

7.2.2. Конические обечайки, нагруженные наружным избыточным давлением

Допускаемое давление из условия прочности стенки обечайки:

$$[p]_П=\frac{2[\sigma](s_k-c)}{\frac{D_k}{\cos\alpha_1}+(s_k-c)} \tag{7.7}$$

Допускаемое давление из условия устойчивости обечайки:

$$[p]_E=\frac{20{,}8\cdot10^{-6}E}{n_v B_1}\frac{D_E}{l_E}\left[\frac{100(s_k-c)}{D_E}\right]^{2{,}5}, \tag{7.8}$$

где $B_1=\min\left\{1{,}0;\ 9{,}45\frac{D_E}{l_E}\sqrt{\frac{D_E}{100(s_k-c)}}\right\}$; $\quad l_E=\frac{D-(D_1+2s_2)}{2\sin\alpha_1}$;

$$D_E=\max\left\{\frac{D+D_1+2s_2}{2\cos\alpha_1};\ \ \frac{D}{\cos\alpha_1}-0{,}31(D+D_1+2s_2)\sqrt{\frac{D+D_1+2s_2}{s_k-c}}\cdot tg\alpha_1\right\}.$$

Допускаемое наружное давление:

$$[p]=\frac{[p]_П}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}} \tag{7.9}$$

7.2.3. Конические обечайки, нагруженные осевой растягивающей силой

Расчетная толщина стенки обечайки конического перехода:

$$s_{kP}=\frac{F}{\pi\,(D_1+2s_2)(s_k-c)\varphi_T[\sigma]}\cdot\frac{1}{\cos\alpha_1} \tag{7.10}$$

Условие выполнения прочности стенки обечайки:

$$s_k\geq s_{kp}+c \tag{7.11}$$

Допускаемая растягивающая сила из условия прочности обечайки

$$[F]=\pi\,(D_1+2s_2)(s_k-c)\varphi_T[\sigma]\cos\alpha_1 \tag{7.12}$$

7.2.4. Конические обечайки, нагруженные осевой сжимающей силой

Допускаемая сила из условия прочности обечайки:

$$[F]_П=\pi\,D_F(s_k-c)[\sigma]\cos\alpha_1, \tag{7.13}$$

где $D_F=\frac{0{,}9D+0{,}1(D_1+2s_2)}{\cos\alpha_1}$

Допускаемая сила из условия устойчивости обечайки:

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} (D_F \cos\alpha_1)^2 \left[\frac{100(s_k - c)}{D_F}\right]^{2,5} \tag{7.14}$$

Допускаемая осевая сжимающая сила конической обечайки:

$$[F] = \min\left\{ \frac{[F]_П}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_П}{[F]_E}\right)^2}};\ \frac{D_1 + 2s_2}{D_F}[F]_П \right\} \tag{7.15}$$

7.2.5. Конические обечайки, нагруженные изгибающим моментом

Допускаемый изгибающий момент конической обечайки:

$$[M] = \frac{[M]_П}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_П}{[M]_E}\right)^2}}, \tag{7.16}$$

где $[M]_П = \frac{D_F}{4}[F]_П$; $[M]_E = \frac{D_F}{3,5}[F]_E$; $[F]_П$ и $[F]_E$, берутся равными допускаемым сжимающим силам для перехода по (7.13) и (7.14) соответственно.

Допускаемый изгибающий момент конической обечайки из условия прочности.

$$[M]_{пр} = \frac{D_1 + 2s_2}{4}[F] \tag{7.17}$$

где $[F]$ определяется по (7.12).

7.2.6. Конические обечайки, нагруженные совместным действием внутреннего давления, осевого растягивающего усилия и изгибающего момента

Конические обечайки проверяют из условия прочности по формуле.

$$\frac{F + p\frac{\pi(D_1 + 2s_2)^2}{4}}{[F]} + \frac{M}{[M]_{пр}} \le 1,0, \tag{7.18}$$

где $[F]$ и $M_{пр}$ определяются по (7.12) и (7.17) соответственно.

7.2.7. Конические обечайки, нагруженные совместным действием наружного давления, осевого сжимающего усилия и изгибающего момента

Конические обечайки проверяют на устойчивость по формуле:

$$\frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \le 1,0, \tag{7.19}$$

где $[F]$ определяются по (7.15).

При внутреннем давлении следует принять $p = 0$

Кроме того, должна быть выполнена проверка устойчивости от отдельных нагрузок:

$$|p| \le [p], \quad |F| \le [F]; \quad |M| \le [M] \tag{7.20}$$

7.3. *Соединение конических обечаек без тороидального перехода*

Расчетные схемы соединения конических обечаек без тороидального перехода представлены на рис 7 1,а,б.

Дополнительные условия применения:

при $a_{1D} < a_1$ и $a_{2D} < a_2$ при расчете перехода от давления вместо s_1 и s_2 подставляются:

$$s_{1E} = \max\left\{\frac{a_{1D}}{a_1} s_1, s_k\right\}; \quad s_{2E} = \max\left\{\frac{a_{2D}}{a_2} s_2; s\right\}, \tag{7.21}$$

где $a_1 = 0{,}7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_1 - c)}$; $a_2 = 0{,}7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_2}(s_2 - c)}$ - расчетные длины переходных частей.

7.3.1. Соединение, нагруженное внутренним или наружным избыточным давлением

Расчетная толщина стенок соединения обечаек:

$$s_{2P} = \frac{pD\beta_1}{2[\sigma]_2\varphi_P - p} \cdot \frac{1}{cos\alpha_2} \tag{7.22}$$

В случае соединения конической и цилиндрической обечаек $cos\alpha_2 = 1$.

Коэффициент формы перехода:

$$\beta_1 = \max\{0{,}5; \beta\} \tag{7.23}$$

где $\beta = 0{,}4\sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \frac{(tg\alpha_1 - tg\alpha_2)\cos\alpha_2}{\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_2}} + \sqrt{\frac{1 + \chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}\chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}} - 0{,}25,$

Условия выполнения прочности соединения обечаек·

$$s_2 \geq s_{2p} + c; \qquad s_1 \geq \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right) s_{2p} + c \tag{7.24}$$

Допускаемое давление из условия прочности соединения обечаек:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2\varphi_P(s_2 - c)}{\frac{D\,\beta_1}{cos\alpha_2} + (s_2 - c)} \tag{7.25}$$

7.3.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой

Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила из условия прочности соединения обечаек:

$$[F] = \pi D \frac{(s_2 - c)\varphi_P[\sigma]_2 cos\alpha_2}{\beta_5}, \tag{7.26}$$

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

7.3.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом

Допускаемый изгибающий момент соединения обечаек из условия прочности:

$$[M]=\frac{D}{4}[F], \tag{7.27}$$

где $[F]$ берется равной допускаемой растягивающей (сжимающей) силе для соединения обечаек по (7 26).

7.3.4. Соединение, нагруженное совместным действием нагрузок

При проверке прочности для совместного действия нагрузок в формулах для расчетного наружного давления подставляют минус p, а для осевой сжимающей силы минус F. Изгибающий момент M всегда принимают со знаком плюс.

Условия прочности для переходной части обечайки:

$$|p|\le[p];\quad |F|\le[F];\quad |M|\le[M];\quad \left|\frac{p}{[p]}+\frac{F}{[F]}\right|+\frac{M}{[M]}\le 1 \tag{7.28}$$

7.4. Соединение конических обечаек с тороидальным переходом

Расчетные схемы соединения конических обечаек с тороидальным переходом представлены на рис.7.2.

Дополнительные условия применения:

$$0\le\frac{r}{D}<0{,}3; \tag{7.29}$$

при $a_{1D}<a_1$ и $a_{2D}<a_2$ при расчете перехода от давления вместо s_1 и s_2 подставляются:

$$s_{1E}=\max\left\{\frac{a_{1D}}{a_1}s_T; s_k\right\};\quad s_{2E}=\max\left\{\frac{a_{2D}}{a_2}s_{2T}; s\right\}, \tag{7.30}$$

где $a_1=0{,}7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_1-c)}$; $a_2=0{,}5\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_2}(s_2-c)}$ - расчетные длины переходных частей.

7.4.1. Соединение, нагруженное внутренним или наружным избыточным давлением

Расчетная толщина стенки тороидального перехода·

$$s_{TP}=\frac{pD\beta_3}{2[\sigma]_T\varphi_P-p}\cdot\frac{1}{\cos\alpha_2} \tag{7.31}$$

Коэффициент формы перехода:

$$\beta_3=\max\{0{,}5;\beta\beta_T\}, \tag{7.32}$$

где $\beta=0{,}4\sqrt{\frac{D}{s_2-c}}\frac{(tg\alpha_1-tg\alpha_2)\cos\alpha_2}{\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_2}}+\sqrt{\frac{1+\left(\frac{s_1-c}{s_2-c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}}\left(\frac{s_1-c}{s_2-c}\right)}-0{,}25$; $\beta_T=\frac{1}{1+\frac{0{,}028\frac{r}{D}\sqrt{\frac{D}{s_T-c}}(\alpha_1-\alpha_2)}{\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_1}}+\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_2}}}}$

Условие выполнения прочности стенки тороидального перехода:

$$s_T \geq s_{Tp} + c \tag{7.33}$$

Допускаемое избыточное внутреннее или наружное давление из условия прочности тороидального перехода:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_T \varphi_P (s_T - c)}{\frac{D\ \beta_3}{\cos\alpha_2} + (s_T - c)} \tag{7.34}$$

7.4.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой

Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила из условия прочности тороидального перехода:

$$[F] = \pi\ D \frac{(s_T - c)\varphi_P [\sigma]_T \cos\alpha_2}{\beta_7}, \tag{7.35}$$

где $\beta_7 = \max\{1{,}0;\ \ \beta_T(2\beta + 1.2)\}$.

7.4.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом и совместным действием нагрузок

Допускаемый момент, а также условия прочности и устойчивости перехода при совместном действии нагрузок определяются по п.п. 7 3.3-7.3.4.

7.5. Соединение конических обечаек с укрепляющим кольцом

Расчетная схема соединения конических обечаек с укрепляющим кольцом представлена на рис.7.1,г.

Дополнительные условия применения:

при $a_{1D} < a_1$ и $a_{2D} < a_2$ при расчете перехода от давления вместо s_1 и s_2 подставляются:

$$s_{1E} = \max\left\{\frac{a_{1D}}{a_1} s_1; s_k\right\};\quad s_{2E} = \max\left\{\frac{a_{2D}}{a_2} s_2; s\right\}, \tag{7.36}$$

где $a_1 = 0{,}7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_1 - c)}$; $a_2 = 0{,}7\sqrt{D(s_2 - c)}$ - расчетные длины переходных частей.

7.5.1. Соединение, нагруженное внутренним или наружным избыточным давлением

Расчетная площадь поперечного сечения укрепляющего кольца (с учетом коррозии):

$$A_{kp} = \frac{pD^2 tg\alpha_1}{8[\sigma]_k \varphi_{ap}}\left(1 - \frac{\beta_A + 0{,}25}{\beta + 0{,}25}\right), \tag{7.37}$$

где $\beta_A = \left(\frac{2[\sigma]_2 \varphi_P}{p} - 1\right)\frac{s_2 - c}{D}$; $\beta = 0{,}4\sqrt{\frac{D}{s_2 - c}}\ \frac{(tg\alpha_1 - tg\alpha_2)\cos\alpha_2}{\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_2}} + \sqrt{\frac{1 + \chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}\chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}} - 0{,}25$.

Условие выполнения прочности соединения обечаек с укрепляющим кольцом:

$$A_k \geq A_{kp} \tag{7 38}$$

При $A_{kp} \leq 0$ укрепление кольцом жесткости не требуется

При наличии двух укрепляющих колец по краям перехода:

$$A_k \geq \frac{pD^2 tg\alpha_1}{8[\sigma]_k \varphi_{ap}} \tag{7.39}$$

Допускаемое внутреннее или наружное избыточное давление из условий прочности соединения обечаек:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_P (s_2 - c)}{D\beta_2 + (s_2 - c)}; \tag{7.40}$$

при наличии двух укрепляющих колец по краям перехода:

$$[p] = A_k \frac{8[\sigma]_k \varphi_{aP}}{D^2 tg\alpha_1} \tag{7.41}$$

Общий коэффициент формы:

$$\beta_2 = \max\{0{,}5,\ \beta_0\}, \tag{7.42}$$

где $\beta_0 = \dfrac{0{,}4\sqrt{\dfrac{D}{s_2 - c}}tg\alpha_1 - B_3\left[1 + \sqrt{\dfrac{1 + \chi\left(\dfrac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}\chi\left(\dfrac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}\right]}{B_2 + \left[1 + \sqrt{\dfrac{1 + \chi\left(\dfrac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}\chi\left(\dfrac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}\right]}$;

$$B_2 = \frac{1{,}6A_k}{(s_2 - c)\sqrt{D(s_2 - c)}} \frac{[\sigma]_k \varphi_{ap}}{[\sigma]_2 \varphi_p};\quad B_3 = 0{,}25;\quad \chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}.$$

Проверка прочности сварного шва укрепляющего кольца:

$$\sum t_j \geq \frac{4A_{kp}}{D}, \tag{7 43}$$

где $\sum t_j$ - сумма всех эффективных ширин несущих сварных швов между укрепляющим кольцом и обечайкой (рис.7.1.1.в), причем 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.

7.5.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой

Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила соединения обечаек:

$$[F] = \pi D \frac{(s_2 - c)\varphi_P [\sigma]_2}{\beta_6}, \tag{7.44}$$

где $\beta_6 = \max\{1{,}0;\ \ 2\beta_0\}$, при определении β_0 (7.42) следует принять $B_3 = -0{,}35$

7.5.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом и совместным действием нагрузок

Допускаемый момент, а также условия прочности и устойчивости перехода при совместном действии нагрузок определяются по п.п. 7.3.3-7.3.4.

7.6. Соединение штуцера или внутреннего цилиндрического корпуса с конической обечайкой

Расчетная схема соединения внутреннего цилиндрического корпуса с конической обечайкой представлена на рис.7.1,в.

Дополнительные условия применения:

при $a_{1D} < a_1$ и $a_{2D} < a_2$ при расчете перехода от давления вместо s_1 и s_2 подставляются:

$$s_{1E} = \max\left\{\frac{a_{1D}}{a_1} s_1; s_k\right\}; \quad s_{2E} = \max\left\{\frac{a_{2D}}{a_2} s_2; s\right\}, \tag{7 45}$$

где $a_1 = \sqrt{\frac{D_1}{\cos\alpha_1}(s_1 - c)}$; $a_2 = 1{,}25\sqrt{D_1(s_2 - c)}$ - расчетные длины переходных частей.

7.6.1. Соединение, нагруженное внутренним или внешним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки переходной части:

$$s_{2P} = \frac{pD_1\beta_4}{2[\sigma]\varphi_P - p} \tag{7.46}$$

Коэффициент формы перехода

$$\beta_4 = \max\{1{,}0; \beta_н\}, \tag{7.47}$$

где $\beta_н = 0{,}4\sqrt{\frac{D_1}{s_2 - c}} \frac{tg\alpha_1}{1 + \sqrt{\frac{1 + \chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}} \chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)} + 0{,}5$ при $\chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2 \geq 1$;

$\beta_н = 0{,}4\sqrt{\frac{D_1}{s_2 - c}} \frac{tg\alpha_1}{\chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)\sqrt{\frac{s_1 - c}{(s_2 - c)\cos\alpha_1}} + \sqrt{\frac{1 + \chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2}{2}}} + 0{,}5$ при $\chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2 < 1$

Условие выполнения прочности стенки перехода:

$$s_2 \geq s_{2p} + c \tag{7.48}$$

Допускаемое избыточное внутреннее или внешнее давление из условия прочности соединения обечаек:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2\varphi_P(s_2 - c)}{D_1\beta_4 + (s_2 - c)} \tag{7.49}$$

7.6.2. Соединение, нагруженное осевой растягивающей или сжимающей силой

Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила соединения обечаек:

$$[F]=\pi D_1 \frac{(s_2-c)\varphi_P[\sigma]_2}{\beta_8}, \qquad (7.50)$$

где $\beta_8 = \max\{1{,}0;\ \ (2\beta_н + 1{,}2)\}$; $\beta_н$ определяется по (7 47).

7.6.3. Соединение, нагруженное изгибающим моментом и совместным действием нагрузок

Допускаемый момент, а также условия прочности и устойчивости перехода при совместном действии нагрузок определяются по п.п. 7.3.3-7.3.4.

8. Конические днища

Расчет конических днищ на прочность и устойчивость проводится на основании [1].

8.1. Расчетные схемы

Расчетные схемы конических днищ представлены на рис.8.1

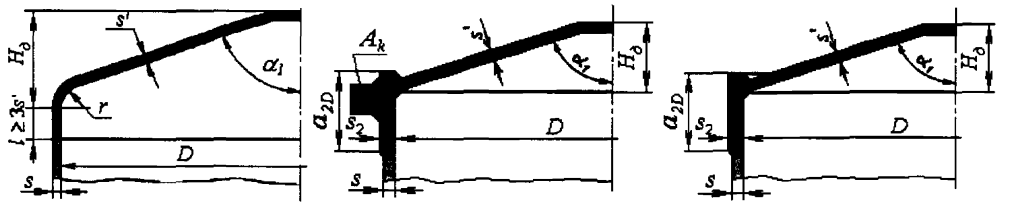


Рис.8.1. Пологие конические днища
а – днище с тороидальным переходом, *б* – днище с укрепляющим кольцом,
в – днище без тороидального перехода и укрепляющего кольца

Условия применения·

$$\alpha_1 > 70^0;\ \frac{H_D\, tg\alpha_1}{D} \ge 0{,}125;\ \ s_2 \ge s';\ \ \ 0 \le \frac{r}{D} < 0{,}3 \qquad (8\ 1)$$

Расчетные коэффициенты прочности сварных швов определяются, как и в случае конических переходов, по таблице 7.1.

В случае присоединения конического днища к цилиндрической обечайке $cos\alpha_2 = 1$

При $\alpha_1 \le 70^0$ расчет конических днищ осуществляется как для конических переходов (см п.7). При этом принимается $s_k = s'$.

8.2. Коническое днище с тороидальным переходом

8.2.1. Коническое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s' \ge \min\{\max\{s_{kp}+c;\ s_{Tp}+c\};\ s_p'+c\}, \qquad (8.2)$$

где $s'_p = 0{,}3(D-r)\dfrac{\alpha_1}{90}\sqrt{\dfrac{p}{[\sigma]\varphi_p}}$;

$s_{kp} = \dfrac{pD}{2\varphi_p[\sigma]-p}\cdot\dfrac{1}{\cos\alpha_1}$ - расчетная толщина гладкой конической обечайки;

$s_{Tp} = \dfrac{pD\beta_3}{2\varphi_p[\sigma]-p}$ - расчетная толщина переходной части.

Коэффициент β_3 определяется по формуле.

$$\beta_3 = \max\{0{,}5;\ \beta\,\beta_T\}, \qquad (8.3)$$

где $\beta = 0{,}4\sqrt{\frac{D}{s'-c}}\frac{tg\alpha_1}{1+\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_1}}} - 0{,}25$; $\beta_T = \frac{1}{1+\frac{0{,}028\frac{r}{D}\sqrt{\frac{D}{s'-c}}\alpha_1}{1+\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_1}}}}$.

Допускаемое внутреннее избыточное давление на днище принимается как:

$$[p] = max\{[p]_1; min\{[p]_2, [p]_3\}\} \tag{8.4}$$

где $[p]_1 = \varphi_p[\sigma]\left[\frac{(s'-c)}{0{,}3(D-r)}\frac{90^0}{\alpha_1}\right]^2$, $[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s'-c)}{\frac{D}{\cos\alpha_1}+(s'-c)}$; $[p]_3 = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s'-c)}{D\ \beta_3+(s'-c)}$

8.2.2. Коническое днище, нагруженное наружным избыточным давлением

Допускаемое давление из условия прочности:

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s'-c)}{\frac{D_k}{\cos\alpha_1}+(s'-c)} \tag{8.5}$$

где $D_k = D - 2\left[r(1-\cos\alpha_1)+0{,}7a_1\sin\alpha_1\right]$ - расчетный диаметр;

$a_1 = 0{,}7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s'-c)}$ - расчетная длина переходной части.

Допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[p]_E = \frac{4EK}{n_y}\left(\frac{s'-c}{D_k}\right)^2\cos^2\alpha_1, \tag{8.6}$$

где $K = \min\left\{0{,}36, \max\left\{\frac{0{,}1\xi+5}{\xi-4}; 0.12\right\}\right\}$, $\xi = \frac{D_k}{2(s'-c)\cos\alpha_1}$

Допускаемое наружное давление:

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}} \tag{8.7}$$

8.3. Коническое днище с укрепляющим кольцом

Расчетная схема конического днища с укрепляющим кольцом представлена на рис.8.1,б.

8.3.1. Коническое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки днища:

$$s'_P = \frac{pD}{2\varphi_p[\sigma]-p}\cdot\frac{1}{\cos\alpha_1} \tag{8.8}$$

Условие выполнения прочности стенки днища

$$s' \geq s'_P + c \tag{8.9}$$

Расчетная площадь поперечного сечения укрепляющего кольца:

$$A_{kp} = \frac{pD^2 tg\alpha_1}{8[\sigma]_k \varphi_{ap}} \left(1 - \frac{\beta_4 + 0{,}25}{\beta + 0{,}25}\right), \tag{8.10}$$

где $\beta_4 = \left(\frac{2[\sigma]_2 \varphi_p}{p} - 1\right)\frac{s_2 - c}{D}$, $\beta = 0{,}4\sqrt{\frac{D}{s_2 - c}}tg\alpha_1 - 0{,}25$,

при $A_{kp} \leq 0$ укрепление кольцом жесткости не требуется.

Допускаемое внутреннее избыточное давление для конического днища·

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_P (s'-c)}{\frac{D}{\cos\alpha_1} + (s'-c)} \tag{8.11}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление для укрепляющего кольца:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_p (s_2 - c)}{D\beta_2 + (s_2 - c)}, \tag{8.12}$$

где коэффициент формы для переходной части:

$$\beta_2 = \max\left\{0{,}5;\ \frac{0{,}4\sqrt{\frac{D}{s_2 - c}}tg\alpha_1 - 0{,}25}{B_2 + 1}\right\} \tag{8.13}$$

где $B_2 = \frac{1{,}6A_к}{(s_2 - c)\sqrt{D(s_2 - c)}} \cdot \frac{[\sigma]_к \varphi_{ap}}{[\sigma]_2 \varphi_p}$.

Проверка прочности сварного шва укрепляющего кольца

$$\Sigma t_j \geq \frac{4A_{кр}}{D}, \tag{8.14}$$

где Σt_j - сумма всех эффективных ширин несущих сварных швов между укрепляющим кольцом и обечайкой.

8.3.2. Коническое днище, нагруженное наружным избыточным давлением

Допускаемое наружное давление определяется по формулам п. 8.2.2 при условии, что:

$$D_k = D - 1{,}4a_1 \sin\alpha_1, \tag{8.15}$$

где $a_1 = 0{,}7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s'-c)}$.

8.4. Коническое днище без тороидального перехода и укрепляющего кольца

Расчетная схема конического днища без тороидального перехода и укрепляющего кольца представлена на рис.8.1,в.

8.4.1. Коническое днище, нагруженное внутренним избыточным давлением

Условие выполнения прочности стенки днища:

$$s' \geq \min\{\max\{s_{kp}+c;\ s_{1p}+c\},\ s_p'+c\}, \tag{8.16}$$

где $s'_p = 0{,}3D\dfrac{\alpha_1}{90}\sqrt{\dfrac{p}{[\sigma]\varphi_p}}$;

$s_{kp} = \dfrac{pD}{2\varphi_p[\sigma]-p}\cdot\dfrac{1}{\cos\alpha_1}$ - расчетная толщина гладкой конической обечайки;

$s_{1P} = \left(\dfrac{s_1-c}{s_2-c}\right)\dfrac{pD\beta_1}{2[\sigma]_2\varphi_P - p}$ - расчетная толщина переходной части.

Коэффициент формы перехода:

$$\beta_1 = \max\{0{,}5;\ \beta\} \tag{8.17}$$

где коэффициент $\beta = 0{,}4\sqrt{\dfrac{D}{s_2-c}}\dfrac{tg\alpha_1}{1+\sqrt{\dfrac{1+\chi\left(\dfrac{s'-c}{s_2-c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}}\chi\left(\dfrac{s'-c}{s_2-c}\right)} - 0{,}25$

Допускаемое внутреннее избыточное давление на днище принимается как:

$$[p] = \max\{[p]_1;\ \min\{[p]_2,[p]_3\}\} \tag{8.18}$$

где $[p]_1 = \varphi_p[\sigma]\left[\dfrac{(s'-c)}{0\,3D}\dfrac{90^0}{\alpha_1}\right]^2$; $[p]_2 = \dfrac{2[\sigma]\varphi_P(s'-c)}{\dfrac{D}{\cos\alpha_1}+(s'-c)}$; $[p]_3 = \dfrac{2[\sigma]_2\varphi_P(s_2-c)}{D\,\beta_1+(s_2-c)}$.

8.4.2. Коническое днище, нагруженное наружным избыточным давлением

Допускаемое наружное давление определяется по п. 8 3 2.

9. Прочность от воздействия опорных нагрузок

9.1. Горизонтальные сосуды на седловых опорах

Расчет на прочность и устойчивость горизонтальных сосудов и аппаратов от воздействия опорных нагрузок проводится на основании [3] с дополнениями расчета сил и моментов в элементах сосудов произвольной конструкции. Приведен расчет характеристик колец жесткости (при их наличии), а также весовых нагрузок элементов в зависимости от их конструкции и степени заполнения рабочей жидкостью. В условиях применения расчетных формул при наличии подкладных листов вместо условия $f \geq 0{,}1D$ используется $\delta_2 \geq \delta_1 + 20^0$.

9.1.1. Расчетная схема

В качестве основной расчетной схемы для определения опорных усилий, моментов и поперечных усилий над опорами горизонтальных сосудов и аппаратов принимают как балку переменного кольцевого сечения, шарнирно опертую в местах расположения опор (рис.9.1).

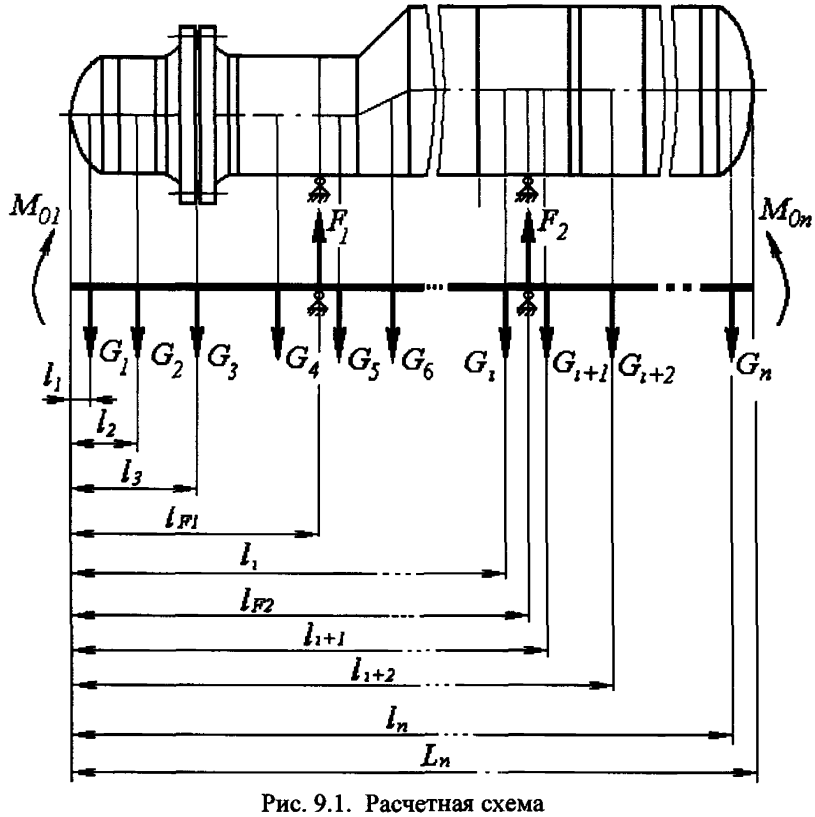


Рис. 9.1. Расчетная схема

К концам расчетной модели прикладываются краевые моменты M_{01} и M_{0n}, определяемые из условия смещения горизонтальной составляющей силы гидростатического давления относительно оси обечайки, в месте расположения седловой опоры [20]:

$$M_{01(0n)} = \xi \rho_{ж} \pi \frac{D_{F1(2)}^4}{64} g, \qquad (9.1)$$

где $D_{F1(2)}$ - диаметр обечайки в месте расположения 1(2) –ой седловой опоры.

9.1.2. *Приведенные нагрузки и расстояния до центра тяжести отдельных элементов*

9.1.2.1. Цилиндрическая обечайка

Вес элемента и залитой жидкости (весовая нагрузка):

$$G = \left[\rho_{ст} \pi \; Ls(D+s) + \xi \, \rho_{ж} \pi \; L \frac{D^2}{4} \right] g \quad (9.2)$$

где $\rho_{ст}$ - плотность материала стенки;

$\rho_{ж}$ - плотность жидкости;

ξ - степень заполнения сосуда.

Расстояние от края элемента до центра тяжести:

$$L_{цт} = \frac{L}{2} \quad (9\,3)$$

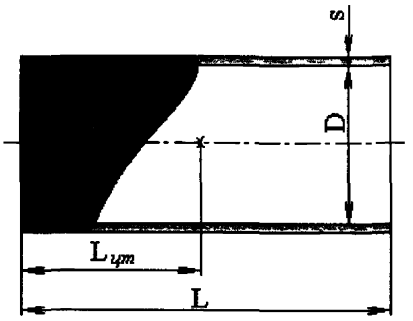


Рис.9.2.

9.1.2.2. Конический переход

Конический переход представляется тремя элементами: двумя цилиндрическими и одной конической обечайками.

Весовая нагрузка левой цилиндрической части перехода:

$$G_1 = \left[\rho_{ст} \pi \, h_1 s_1 (D_1 + s_1) + \xi \, \rho_{ж} \pi \; h_1 \frac{D_1^2}{4} \right] g \quad (9.4)$$

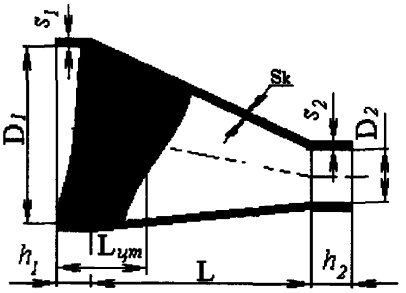


Рис.9.3

Весовая нагрузка правой цилиндрической части перехода:

$$G_2 = \left[\rho_{ст} \pi \, h_2 s_2 (D_2 + s_2) + \xi \, \rho_{ж} \pi \; h_2 \frac{D_2^2}{4} \right] g \quad (9.5)$$

Весовая нагрузка конической обечайки элемента:

$$G_k = \left[\rho_{ст} \pi \frac{1}{2} \; Ls_k (D_1 + D_2 + 2s_k) + \xi \, \rho_{ж} \frac{1}{12} \pi \; L(D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2) \right] g \quad (9.6)$$

Расстояние от края конического перехода до центра тяжести левой цилиндрической части:

$$L_1 = \frac{h_1}{2} \quad (9.7)$$

Расстояние от края конического перехода до центра тяжести конической обечайки:

$$L_k = h_1 + \frac{1}{3} L \frac{\rho_{ст} s_k (D_1 + 2D_2 + 3s_k) + \xi \, \rho_{ж} \frac{1}{8} \left(D_1^{\,2} + 2D_1 D_2 + 3D_2^{\,2} \right)}{\rho_{ст} \; s_k (D_1 + D_2 + 2s_k) + \xi \, \rho_{ж} \frac{1}{6} \left(D_1^{\,2} + D_1 D_2 + D_2^{\,2} \right)} \quad (9.8)$$

Расстояние от края конического перехода до центра тяжести правой цилиндрической части:

$$L_2 = h_1 + L + \frac{h_2}{2} \tag{9.9}$$

9.1.2.3. Эллиптическое днище

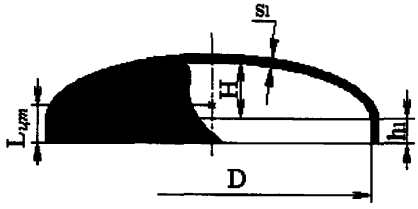


Рис.9.4.

Весовая нагрузка:

$$G = \left[\rho_{cm} \frac{1}{6} \pi \; s_1 (4DH + 4Hs_1 + D^2 + 4Ds_1 + 4s_1^2 + 6Dh_1 + 6h_1 s_1) + \xi \, \rho_{ж} \, \pi \, \frac{D^2}{4} \left(\frac{2}{3} H + h_1 \right) \right] g \tag{9.10}$$

Расстояние от края элемента до центра тяжести:

$$L_{цm} = \frac{1}{4} \frac{3H^2 + 8Hh_1 + 6h_1^2}{2H + 3h_1} \tag{9.11}$$

9.1.2.4. Полусферическое днище

Весовая нагрузка и расстояние до центра тяжести для полусферического днища определяются по формулам эллиптического днища при $H = \frac{D}{2}$.

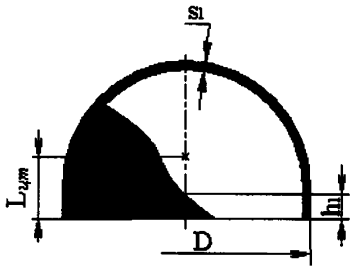


Рис.9.5.

9.1.2.5. Сферическое неотбортованное днище

Весовая нагрузка:

$$G = \left[\rho_{cm} \, \pi \; s_1 (2RH + Rs_1 + Hs_1 + \frac{2}{3} s_1^2) + \xi \, \rho_{ж} \, \pi \; H^2 \left(R - \frac{1}{3} H \right) \right] g, \tag{9.12}$$

где $H = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{D}{2} \right)^2}$ - высота днища.

Расстояние от края элемента до центра тяжести:

$$L_{цm} = \frac{1}{4} H \frac{4R - H}{3R - H} \tag{9.13}$$

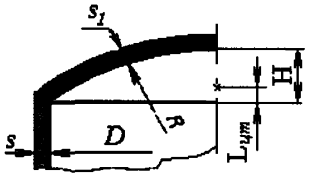


Рис.9 6

9.1.2.6. Торосферическое днище

Весовая нагрузка и расстояние до центра тяжести без учета отбортовки определяются по формулам сферического неотбортованного днища при $H = R - \sqrt{(R - r_1)^2 - \left(\frac{D}{2} - r_1\right)^2}$.

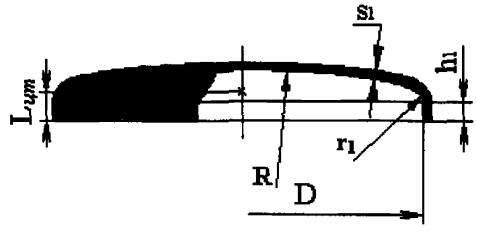


Рис 9.7.

Весовая нагрузка с учетом отбортовки:

$$G = G_д + G_1, \tag{9.14}$$

где $G_1 = \left[\rho_{ст}\pi h_1 s_1 (D + s_1) + \xi \rho_{ж} \pi h_1 \frac{D^2}{4}\right] g$ - весовая нагрузка переходной части днища, а $G_д$ определяется по формуле 9.12.

Расстояние от края элемента до центра тяжести

$$L_{цт} = \frac{G_д L_д + G_1 \frac{h_1}{2}}{G}, \tag{9.15}$$

где $L_д$ определяется по формуле 9.13.

9.1.2.7. Коническое днище

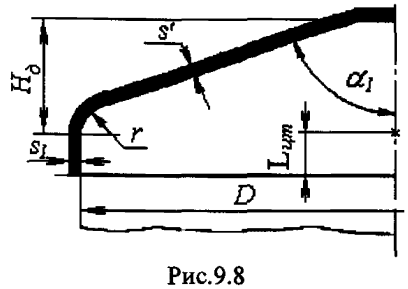


Рис.9.8

Весовая нагрузка:

$$G = G_1 + G_k, \tag{9 16}$$

где $G_1 = \left[\rho_{ст}\pi h_1 s_1 (D + s_1) + \xi \rho_{ж} \pi h_1 \frac{D^2}{4}\right] g$ - весовая нагрузка переходной части днища;

$$G_k = \left[\rho_{ст}\pi s' \left(H_д (D - H_д tg\alpha_1 + s') + \frac{1}{4}(D - 2H_д tg\alpha_1)^2 \right) + \right.$$

$$\left. + \xi \rho_{ж} \frac{1}{12} \pi H_д (3D^2 - 6DH_д tg\alpha_1 + 4H_д^2 tg^2\alpha_1) \right] g$$ - весовая нагрузка конической обечайки днища.

Расстояние от края элемента до центра тяжести:

$$L_{цт} = \frac{G_k L_k + G_1 \frac{h_1}{2}}{G}, \qquad (9.17)$$

где

$$L_k = h_1 + H_\partial \frac{\frac{1}{6}\rho_{cm}\pi s' H_\partial (3D - 4H_\partial tg\alpha_1 + 3s')g + \xi\ \rho_{ж}\pi \frac{1}{24} H_\partial \left(3D^2 - 8DH_\partial tg\alpha_1 + 6(H_\partial tg\alpha_1)^2\right)g}{G_k} +$$

$$+ H_\partial \frac{\frac{1}{4}\rho_{cm}\pi s'(D - 2H_\partial tg\alpha_1)^2 g}{G_k}$$ - расстояние от края элемента до центра тяжести

конической обечайки.

9.1.3. Определение расчетных усилий

После определения весовых нагрузок G_i, длин l_i, $l_{F1(2)}$ элементов сосуда и краевых моментов $M_{01(0n)}$ определяются силы и моменты над опорами:

$$F_1 = \frac{-M_{01} + M_{0n} - \sum_{i=1}^{n} G_i l_i + \sum_{i=1}^{n} G_i l_{F2}}{l_{F2} - l_{F1}}; \qquad F_2 = \sum_{i=1}^{n} G_i - F_1;$$

$$M_{F1} = \sum_{i=1}^{n1} G_i (l_{F1} - l_i) - M_{01}; \qquad M_{F2} = -\sum_{i=n2}^{n} G_i (l_i - l_{F2}) + M_{0n}, \qquad (9.18)$$

где *n1* – номер последнего элемента перед *1*-ой опорой; *n2* – номер первого элемента после второй опоры.

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорами:

$$Q_1 = \max\left\{\sum_{i=1}^{n1} G_i; (F_1 - \sum_{i=1}^{n1} G_i)\right\}; \qquad Q_2 = \max\left\{\sum_{i=n2}^{n} G_i; (F_2 - \sum_{i=n2}^{n} G_i)\right\} \qquad (9.19)$$

9.1.4. Несущая способность обечайки в местах опор

На рис.9.9 представлена расчетная схема седловой опоры без колец жесткости.

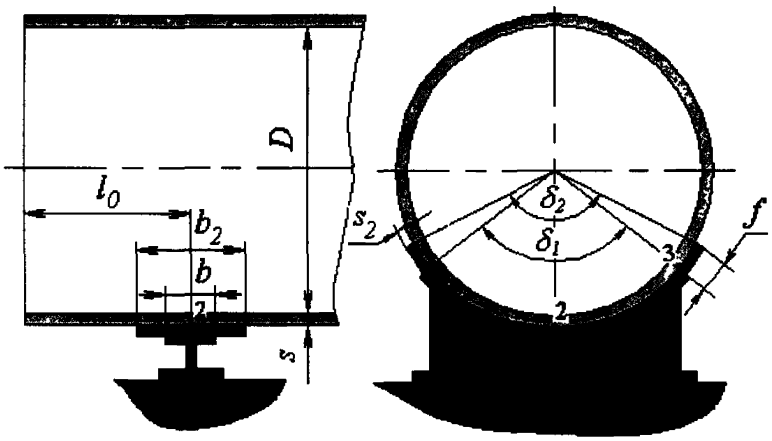


Рис.9.9. Седловая опора без колец жесткости

Дополнительные условия применения расчетных формул:

$$60^0 \le \delta_1 \le 180^0; \quad \frac{s-c}{D} \le 0{,}005 \tag{9.20}$$

При наличии подкладных листов:

$$s_2 \ge s; \quad \delta_2 \ge \delta_1 + 20^0 \tag{9.21}$$

9.1.4.1. Цилиндрическая обечайка без подкладного листа

Несущая способность проверяется в точках (2) и (3) (рис.9.9) каждой опоры в осевом и окружном направлениях соответственно.

Для определения допускаемых опорных усилий необходимо определить коэффициенты, учитывающие особенности геометрии и расположения опор.

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} \tag{9.22}$$

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры (δ_1 подставляют в радианах):

$$K_{10} = \max\left\{\frac{e^{-\beta}\sin\beta}{\beta}; 0{,}25\right\} \tag{9.23}$$

$$K_{11} = \frac{1-e^{-\beta}\cos\beta}{\beta} \tag{9.24}$$

$$K_{17} = \frac{1}{1+0{,}6\sqrt[3]{\frac{D}{s-c}}\cdot\frac{b}{D}\delta_1} \tag{9.25}$$

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата опоры (δ_1 подставляют в радианах):

$$K_{12} = \frac{1{,}15 - 0{,}1432\delta_1}{\sin(0{,}5\delta_1)} \tag{9.26}$$

$$K_{13} = \frac{\max\left\{1{,}7 - \frac{2{,}1\delta_1}{\pi};\ 0\right\}}{\sin(0{,}5\delta_1)} \tag{9.27}$$

$$K_{14} = \frac{1{,}45 - 0{,}43\delta_1}{\sin(0{,}5\delta_1)} \tag{9.28}$$

$$K_{19} = \frac{5}{6\sqrt[3]{\frac{D}{s-c}}\cdot\delta_1} \tag{9.29}$$

Параметр, определяемый расстоянием до днища:

$$\gamma = 2{,}83\frac{a}{D}\sqrt{\frac{s-c}{D}} \tag{9.30}$$

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$$K_{15} = \min\left\{1{,}0;\ \frac{0{,}8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{\delta_1}\right\} \tag{9.31}$$

$$K_{16} = 1 - \frac{0{,}65}{1 + (6\gamma)^2}\sqrt{\frac{\pi}{3\delta_1}} \tag{9.32}$$

Общее осевое мембранное напряжение изгиба в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{mx} = \frac{4M_F}{\pi D^2(s-c)} \tag{9 33}$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma_i] = K_1[\sigma]\frac{n_T}{K_2}, \tag{9.34}$$

где $K_1 = \begin{cases} \left(\frac{1 + 3\vartheta_1\cdot\vartheta_2}{3\vartheta_1^{\,2}}\right)\left(\pm\sqrt{\frac{9\vartheta_1^{\,2}(1-\vartheta_2^{\,2})}{(1+3\vartheta_1\vartheta_2)^2}} + 1 - 1\right), & K_1 \ge 0 \ при\ \vartheta_1 \ne 0 \\ 1{,}5(1-\vartheta_2^{\,2}) \quad при\vartheta_1 = 0 \end{cases}$

Для определения $[\sigma_i]$ в расчетных точках используются значения ϑ_1 и ϑ_2, приведенные в таблице 9.1. Для ϑ_2 принимают соответственно $\vartheta_{2,1}$ или $\vartheta_{2,2}$, дающие наименьшее предельное напряжение изгиба.

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении в т.2 (рис.9.9):

$$[F]_2 = \frac{0{,}7[\sigma_i]_2\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{10}K_{12}} \tag{9.35}$$

Таблица 9.1.

	ϑ_1	$\vartheta_{2,1}$	$\vartheta_{2,2}$
$[\sigma_i]_2$	$-\frac{0{,}23\ K_{13}\cdot K_{15}}{K_{12}\cdot K_{10}}$	$-\bar{\sigma}_{mx}\cdot\frac{K_2}{n_T[\sigma]}$	$\left(\frac{pD}{4(s-c)}-\bar{\sigma}_{mx}\right)\cdot\frac{K_2}{n_T[\sigma]}$
$[\sigma_i]_3$	$-\frac{0{,}53K_{11}}{K_{14}\cdot K_{16}\cdot K_{17}\cdot\sin(o{,}5\delta_1)}$	0	$\frac{pD}{2(s-c)}\cdot\frac{K_2}{n_T[\sigma]}$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении в т.3 (рис.9.9):

$$[F]_3=\frac{0{,}9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{14}\cdot K_{16}\cdot K_{17}} \tag{9.36}$$

Условие прочности опоры:

$$F\le\min\{[F]_2,[F]_3\} \tag{9.37}$$

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений·

$$F_e=F\,\frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{D}{(s-c)}}K_{13}\cdot K_{15} \tag{9.38}$$

Условие устойчивости:

$$\frac{|p|}{[p]}+\frac{M_F}{[M]_{ycm}}+\frac{F_e}{[F]}+\left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2\le 1, \tag{9.39}$$

где допускаемые нагрузки $[p]$, $[M]_{ycm}$, $[F]$, $[Q]$ определяются из расчета элемента сосуда, находящегося над опорой (см п 3 2.).

Для сосудов, работающих под внутренним избыточным давлением, принимается p=0.

9.1.4.2. Цилиндрическая обечайка с подкладным листом

При выполнении условия:

$$b_2\ge K_{19}\cdot D+1{,}5b \tag{9.40}$$

условие прочности обечайки:

$$F_i\le 1{,}5\min\{[F]_2,[F]_3\} \tag{9.41}$$

В случае невыполнения условия (9.40) проверка несущей способности проверяется для следующих случаев:

1. Подкладной лист рассматривается как седловая опора шириной b_2 и углом охвата δ_2, при этом толщину подкладного листа не учитывают.
2. Подкладной лист рассматривается как усиление стенки сосуда, при этом во всех формулах при расчете допускаемых усилий вместо $(s-c)$ следует подставлять:

$$s_{ef}=(s-c)\sqrt{1+\left(\frac{s_2}{s-c}\right)^2} \tag{9.42}$$

Устойчивость во всех случаях проверяют по (9.39) без увеличения толщины стенки.

9.1.4.3. Цилиндрическая обечайка с кольцом жесткости в месте опоры

На рис.9.10 представлена расчетная схема седловой опоры с кольцом жесткости в области опорного узла.

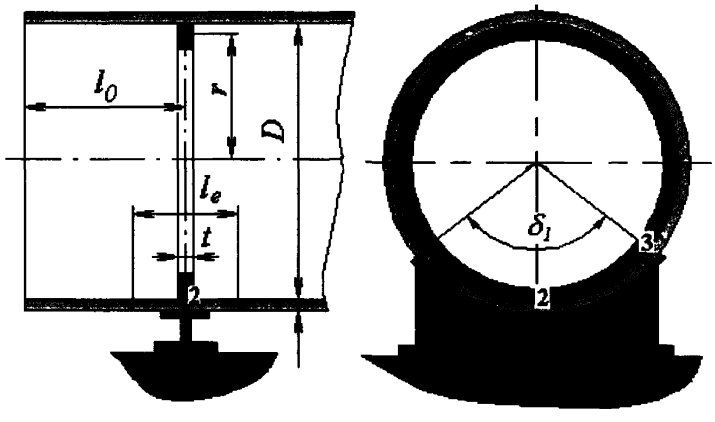


Рис 9.10. Седловая опора с кольцом жесткости

Условие прочности сосудов, работающих под внутренним избыточным давлением:

$$\frac{pD}{4(s-c)}+\frac{4M_F}{\pi D^2(s-c)}\le[\sigma] \tag{9.43}$$

Устойчивость проверяют по (9.39), принимая F_e=0. При работе под внутренним избыточным давлением кроме F_e=0, принимают p=0.

Прочность кольца жесткости, расположенного снаружи сосуда:

$$F_1 \le \frac{K_{18}[M_T]\varphi}{(0{,}5D+s+e_4)} \tag{9.44}$$

Прочность кольца жесткости, расположенного внутри сосуда:

$$F_1 \le \frac{K_{18}[M_T]\varphi}{(0{,}5D-e_4)} \tag{9.45}$$

Нейтральная ось, проходящая на расстоянии e_4 от поверхности обечайки, разделяет площадь поперечного сечения профиля на две равные части.

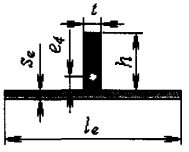
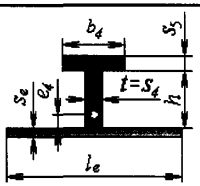
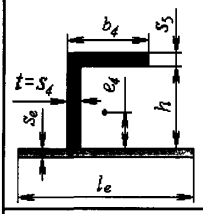
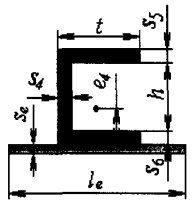
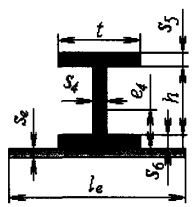
K_{18} определяется в зависимости от угла охвата опоры и ее вида по таблице 9.2.

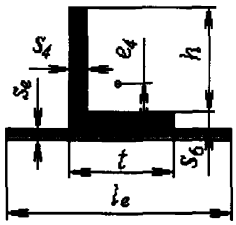
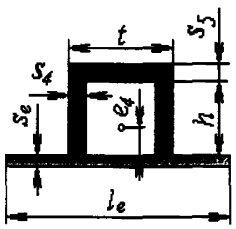
Таблица 9.2

δ_1	K_{18}	
	седловая опора со сплошным сечением	опора в виде двух отдельно стоящих столбиков
60^0	14	-
90^0	21	20
120^0	33	28
150^0	56	50
180^0	103	-

$[M_T]$, e_4 определяется в зависимости от сечения кольца по таблице 9.3. При этом размеры колец жесткости принимаются с учетом суммарной прибавки c.

Таблица 9.3

Сечение кольца	e_4	$[M_T]$
	$\frac{th - l_e s_e}{2t}$ при $th \ge l_e s_e$	$0{,}5[t(h-e_4)^2 + te_4^2 + (2e_4 + s_e) l_e s_e][\sigma]_k$
	$\frac{th - l_e s_e}{2l_e}$ при $th < l_e s_e$	$0{,}5[l_e(s_e + e_4)^2 + l_e e_4^2 + (h - 2e_4)th][\sigma]_k$
	$\frac{b_4 s_5 + hs_4 - l_e s_e}{2s_4}$, при $(b_4 s_5 + hs_4) \ge l_e s_e$	$0{,}5[s_4(h-e_4)^2 + s_4 e_4^2 + (2e_4 + s_e) l_e s_e + + (2h - 2e_4 + s_5) b_4 s_5][\sigma]_k$
	$\frac{b_4 s_5 + hs_4 - l_e s_e}{2l_e}$, при $(b_4 s_5 + hs_4) < l_e s_e$	$0{,}5[l_e(s_e + e_4)^2 + l_e e_4^2 + hs_4(h - 2e_4) + + (2h - 2e_4 + s_5) b_4 s_5][\sigma]_k$
	$\frac{hs_4 + ts_5 + 2s_4 s_6 - ts_6 - l_e s_e}{2s_4}$, при $hs_4 + ts_5 \ge (ts_6 + l_e s_e)$	$0{,}5[s_4(h + s_6 - e_4)^2 + s_4(e_4 - s_6)^2 + + ts_5(2(h + s_6 - e_4) + s_5) + ts_6(2e_4 - s_6) + + (2e_4 + s_e) l_e s_e][\sigma]_k$
	$\frac{hs_4 + ts_5 + ts_6 - l_e s_e}{2t}$, при $l_e s_e - ts_6 \le hs_4 + ts_5 < (ts_6 + l_e s_e)$	$0{,}5[s_4 h(2s_6 - 2e_4 + h) + t(s_6 - e_4)^2 + + ts_5(2(h + s_6 - e_4) + s_5) + te_4^2 + + (2e_4 + s_e) l_e s_e][\sigma]_k$
	$\frac{hs_4 + ts_5 + ts_6 - l_e s_e}{2l_e}$, при $hs_4 + ts_5 + ts_6 < l_e s_e$	$0{,}5[s_4 h(2s_6 - 2e_4 + h) + ts_6(s_6 - 2e_4) + + ts_5(2(h + s_6 - e_4) + s_5) + l_e e_4^2 + + l_e(s_e + e_4)^2][\sigma]_k$

Сечение кольца	e_4	$[M_T]$
	$\frac{hs_4 + 2s_4s_6 - ts_6 - l_es_e}{2s_4}$, при $hs_4 \geq (ts_6 + l_es_e)$	$0{,}5[s_4(h + s_6 - e_4)^2 + s_4(e_4 - s_6)^2 + + ts_6(2e_4 - s_6) + (2e_4 + s_e)l_es_e][\sigma]_k$
	$\frac{hs_4 + ts_6 - l_es_e}{2t}$, при $(l_es_e - ts_6) \leq hs_4 < (ts_6 + l_es_e)$	$0{,}5[s_4h(2s_6 - 2e_4 + h) + t(s_6 - e_4)^2 + + te_4^2 + (2e_4 + s_e)l_es_e][\sigma]_k$
	$\frac{hs_4 + ts_6 - l_es_e}{2l_e}$, при $hs_4 + ts_6 < l_es_e$	$0{,}5[s_4h(2s_6 - 2e_4 + h) + ts_6(s_6 - 2e_4) + + l_ee_4^2 + l_e(s_e + e_4)^2][\sigma]_k$
	$\frac{2s_4h + ts_5 - l_es_e}{4s_4}$, при $2s_4h + ts_5 \geq l_es_e$	$0{,}5[2s_4(h - e_4)^2 + 2s_4e_4^2 + (2e_4 + s_e)l_es_e + + (2h - 2e_4 + s_5)ts_5][\sigma]_k$
	$\frac{2s_4h + ts_5 - l_es_e}{2l_e}$, при $2s_4h + ts_5 < l_es_e$	$0{,}5[l_e(s_e + e_4)^2 + l_ee_4^2 + (h - 2e_4)2s_4h + + (2h - 2e_4 + s_5)ts_5][\sigma]_k$

При этом эффективная толщина s_e и длина l_e обечайки

$$s_e = (s - c)\left(1 - \frac{|p|D}{2(s - c)[\sigma]}\right)\frac{[\sigma]}{[\sigma]_k} \tag{9.46}$$

$$l_e = t + 1{,}1\sqrt{D(s - c)} \tag{9.47}$$

Отрицательное значение e_4 означает, что нейтральная ось проходит по сечению обечайки.

Отрицательное значение s_e означает, что условие прочности обечайки от давления не выполнено.

В случае применения профиля, не представленного в табл.9.1.3, $[M_T]$ следует определять по формуле:

$$[M_T] = W_p[\sigma]_k, \tag{9.48}$$

где W_p - пластический момент сопротивления площади поперечного сечения профиля, включая площадь l_es_e.

9.1.5. Несущая способность элементов сосуда между опорными узлами

В качестве расчетной схемы для определения усилий, моментов и напряжений в i-ом элементе вне опор в общем случае рассматривается коническая обечайка, как балка переменного кольцевого сечения, находящаяся под действием распределенной нагрузки от веса жидкости и самого элемента. В целях упрощения i-ые индексы при описании расчетной схемы элемента опущены. Цилиндрическая обечайка является частным случаем конической при условии $D = D_1 = D_2$; $s = s_k$. Левый конец элемента нагружен перерезывающей силой и моментом от действия предыдущих элементов (рис.9.11).

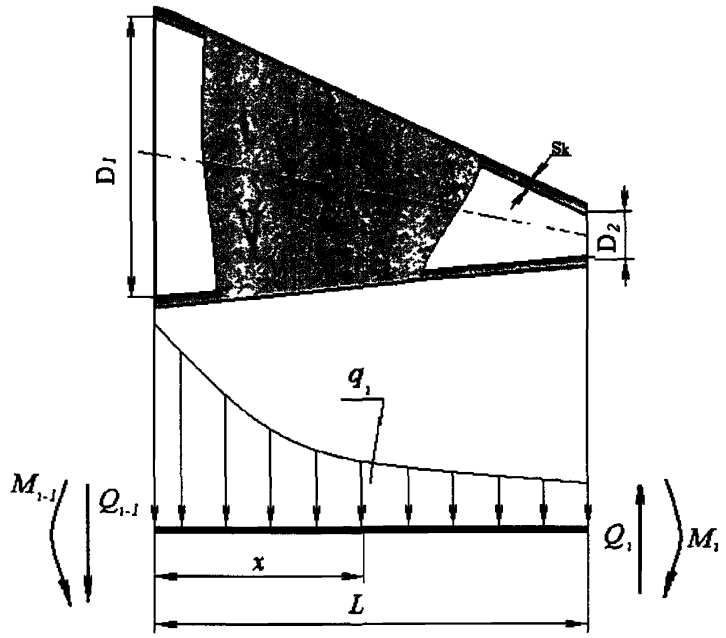


Рис.9.11. Расчетная схема элемента между опорами

Распределенная нагрузка по длине элемента:

$$q(x) = \rho_{cm}\pi\, s_k\left(D_1 + s_k + \frac{D_2 - D_1}{L}x\right)g + \xi\,\rho_{ж}\frac{1}{4}\pi\left(D_1 + \frac{D_2 - D_1}{L}x\right)^2 g \qquad (9.49)$$

9.1.5.1. Поперечное усилие

Поперечное усилие для всех элементов, кроме первых после опор ($i = 1, n1$; $i = n1+2, n2-1$; $i = n2+1, n$) (рис.9.1):

$$Q(x) = Q_{i-1} + \int_0^x q(x)dx = Q_{i-1} + \rho_{cm}\pi\, s_k x\left(D_1 + s_k + \frac{D_2 - D_1}{2L}x\right)g + \\ + \xi\,\rho_{ж}\frac{1}{12}\pi\, x\left(3D_1^2 + 3D_1\frac{D_2 - D_1}{L}x + \left(\frac{D_2 - D_1}{L}\right)^2 x^2\right)g \qquad (9\,50)$$

для первого элемента после первой ($\imath = n1+1$) и второй ($\imath = n2$) опоры:

$$Q(x) = Q_{\imath-1} - F_{1(2)} + \rho_{cm}\pi\, s_k x\left(D_1 + s_k + \frac{D_2 - D_1}{2L}x\right)g + \\ + \xi\,\rho_{ж}\frac{1}{12}\pi\, x\left(3D_1^{\,2} + 3D_1\frac{D_2 - D_1}{L}x + \left(\frac{D_2 - D_1}{L}\right)^2 x^2\right)g \qquad (9.51)$$

9.1.5.2. Изгибающий момент

Для всех элементов, кроме первых после опор ($\imath = 1, n1$; $i = n1+2, n2-1$; $i = n2+1, n$):

$$M(x) = M_{\imath-1} + Q_{\imath-1}x + \int_0^x Q(x)dx = M_{\imath-1} + Q_{\imath-1}x + \rho_{cm}\frac{1}{2}\pi\, s_k x^2\left(D_1 + s_k + \frac{2(D_2 - D_1)}{3L}x\right)g + \\ + \xi\,\rho_{ж}\frac{1}{8}\pi\, x^2\left(D_1^{\,2} + \frac{4}{3}D_1\frac{D_2 - D_1}{L}x + \frac{1}{2}\left(\frac{D_2 - D_1}{L}\right)^2 x^2\right)g \qquad (9.52)$$

для первого элемента после первой ($i = n1+1$) и второй ($\imath = n2$) опоры:

$$M(x) = M_{\imath-1} + (Q_{\imath-1} - F_{1(2)})x + \int_0^x Q(x)dx = M_{\imath-1} + (Q_{\imath-1} - F_1)x + \rho_{cm}\frac{1}{2}\pi\, s_k x^2\left(D_1 + s_k + \frac{2(D_2 - D_1)}{3L}x\right)g + \\ + \xi\,\rho_{ж}\frac{1}{8}\pi\, x^2\left(D_1^{\,2} + \frac{4}{3}D_1\frac{D_2 - D_1}{L}x + \frac{1}{2}\left(\frac{D_2 - D_1}{L}\right)^2 x^2\right)g \qquad (9\,53)$$

Результирующая перерезывающая сила и момент после i-го элемента:

$$Q_i = Q(L); \quad M_i = M(L) \qquad (9.54)$$

Для сосудов, работающих под внутренним избыточным давлением и осевым растягивающим усилием, условие прочности для $\imath$-го элемента в случае цилиндрической обечайки:

$$\frac{pD}{4(s-c)} + \frac{1}{\pi\, D(s-c)}\left(F + \frac{4M_i K_9}{D}\right) \le [\sigma]\varphi, \qquad (9.55)$$

где $K_9 = \max\{z; 1{,}0\}$ - коэффициент, учитывающий частичное заполнение жидкостью.

$$z = 1{,}6 - 0{,}20924(w-1) + 0{,}028702w(w-1) + 0{,}4795\cdot10^{-3}w(w-1) - 0{,}2391\cdot10^{-6}wy(w-1) - \\ - 0{,}29936\cdot10^{-2}(w-1)w^2 - 0{,}85692\cdot10^{-6}(w-1)y^2 + 0{,}88174\cdot10^{-6}w^2(w-1)y - \\ - 0{,}75955\cdot10^{-8}y^2(w-1)w + 0{,}82748\ 10^{-4}(w-1)w^3 + 0{,}48168\cdot10^{-9}(w-1)y^3 \qquad ;$$

$$y = \frac{D_p}{s-c}; \qquad w = \frac{L_{экв}}{D_p}, \qquad (9.56)$$

где $L_{экв}$ - общая длина обечаек всего сосуда, включая отбортовки днищ.

В случае конической обечайки:

$$\frac{pD_R}{4(s-c)} + \frac{1}{\pi\, D_K \cos\alpha\,(s-c)}\left(F \pm \frac{4M(x)K_9}{D_K}\right) \le [\sigma]\varphi, \qquad (9.57)$$

где $D_K = \left(D_1 + \frac{D_2 - D_1}{L} x \right)$; $D_R = \frac{D_K}{\cos\alpha}$ - в случае конической обечайки

Таким образом, условие прочности для конической обечайки зависит от текущего положения сечения (x) и проверяется по всей длине элемента.

Для элементов, работающих под совместным действием наружного давления, осевого сжимающего усилия, изгибающего момента и поперечного усилия условие устойчивости·

$$\frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 \le 1{,}0, \qquad (9.58)$$

где допускаемые нагрузки $[p]$, $[F]$, $[Q]$, $[M]$ определяются из расчета соответствующих элементов сосуда (см.пп.3,7).

9.2. *Вертикальные сосуды и аппараты на опорных лапах*

Расчет на прочность и устойчивость цилиндрических или конических обечаек вертикальных сосудов и аппаратов от воздействия опорных усилий проводится на основании [3] В отличие от [3] при определении F_1 добавлено расчетное внешнее осевое усилие F.

9.2.1. *Расчетная схема*

На рис.9.12 показаны расчетные схемы опорных лап, присоединенных к цилиндрическим или коническим обечайкам

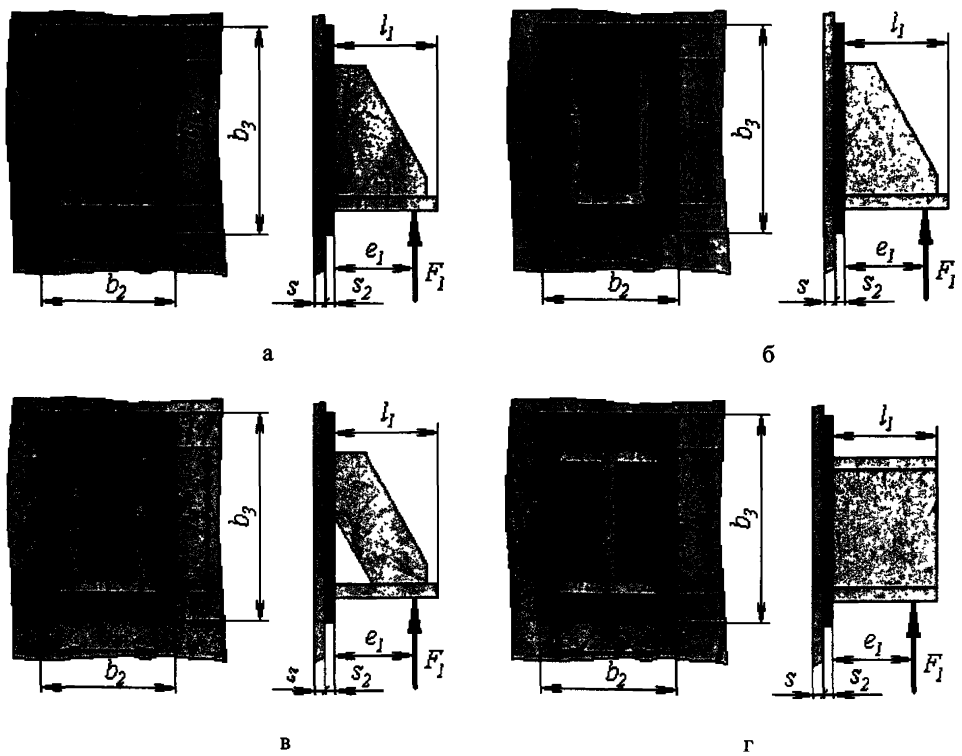


Рис.9.12. Опорные лапы

Условия применения расчетных формул:

$$\frac{s-c}{D_p} \le 0{,}05 \tag{9.60}$$

При наличии подкладного листа:

$$s_2 \ge s; \quad g \ge 0{,}2h_1; \quad b_2 \ge 0{,}6b_3; \quad b_3 \le 1{,}5h_1 \tag{9.61}$$

9.2.2. Определение расчетных усилий

Усилие, действующее на опорную лапу:

$$F_1 = \begin{Bmatrix} \dfrac{G+F}{2} + \dfrac{M}{D_p + 2(e_1 + s + s_2)} & - для\ n = 2\ и\ n = 4; \\ \dfrac{G+F}{3} + \dfrac{M}{0{,}75(D_p + 2(e_1 + s + s_2))} & - для\ n = 3 \end{Bmatrix}, \quad (9.62)$$

где $F > 0$ при внешней осевой сжимающей нагрузке; $F < 0$ при внешней осевой растягивающей нагрузке;

Если точное значение e_1 неизвестно, то принимают $e_1 = \frac{5}{6} l_1$.

При наличии момента M аппарат допускается устанавливать на две опоры при условии действия момента в плоскости опор.

При количестве опор $n = 4$, обеспечивающих равномерное распределение нагрузок между всеми опорными лапами (точный монтаж, установка прокладок, подливка бетона и т.п.), усилие определяется как:

$$F_1 = \frac{G+F}{4} + \frac{M}{D_p + 2(e_1 + s + s_2)} \quad (9.63)$$

9.2.3. Несущая способность обечайки

Несущая способность обечайки в месте приварки опорной лапы определяется выполнением условия:

$$F_1 \le [F]_1 = \frac{[\sigma_1] h_1 (s-c)^2}{K_7 e_1} \quad (9.64)$$

При $\frac{g}{h_1} < 0{,}5$ значение $[F]_1$, полученное по (9.64), необходимо умножить на $\left(0{,}5 + \frac{g}{h_1}\right)$.

Коэффициент K_7 определяется в зависимости от конструкции опорной лапы.

Для конструкций, соответствующих рис.9.12.а,в:

$$K_7 = z, \quad (9.65)$$

где

$$\ln z = (-5{,}964 - 11{,}395x - 18{,}984y - 2{,}413x^2 - 7{,}286xy - 2{,}042y^2 + 0{,}1322x^3 + 0{,}4833x^2 y +$$

$$+ 0{,}8469xy^2 + 1{,}428y^3) \cdot 10^{-2}; \quad x = \ln\left(\frac{D_p}{2(s-c)}\right); \quad y = \ln\frac{h_1}{D_p}.$$

Для конструкций, соответствующих рис.9.12,б:

$$K_7 = \min(u, z), \quad (9.66)$$

где

$$\ln u = (-26{,}791 - 6{,}936x - 36{,}330y - 3{,}503x^2 - 3{,}357xy + 2{,}786y^2 + 0{,}2267x^3 + 0{,}2831x^2 y +$$

$$+ 0{,}3851xy^2 + 1{,}370y^3) \cdot 10^{-2};$$

z; x; y определяются по (9.65)

Для конструкций, соответствующих рис.9.2.1.г:

$$\ln K_7 = (-29{,}532 - 45{,}958x - 91{,}759y - 1{,}801x^2 - 12{,}062xy - 18{,}872y^2 + 0{,}1551x^3 + 1{,}617x^2y + \\ + 3{,}736xy^2 + 1{,}425y^3)\cdot 10^{-2};\quad x = \ln\left(\frac{D_p}{2(s-c)}\right);\quad y = \ln\frac{b_4}{D_p}. \tag{9.67}$$

Предельное напряжение изгиба $[\sigma_i]$ определяется по (9.34), причем K_1 вычисляют при $\vartheta_1 = 0{,}3$;

$$\vartheta_2 = K_2 \cdot \frac{\bar{\sigma}_m}{n_T[\sigma]\varphi} \tag{9.68}$$

Значение мембранного напряжения $\bar{\sigma}_m$ зависит от конструкции опоры.
Для опор, соответствующих рис.9.12.а,б,в:

$$\bar{\sigma}_m = \frac{pD_p}{2(s-c)} \tag{9.69}$$

Для опоры по рис.9.12,г в случае цилиндрической обечайки:

$$\bar{\sigma}_m = \frac{pD}{4(s-c)} + \frac{1}{\pi\, D_p(s-c)}\left(F \pm \frac{4M}{D_p}\right) \tag{9.70}$$

в случае конической обечайки:

$$\bar{\sigma}_m = \frac{pD_p}{4(s-c)} + \frac{1}{\pi\, D_K \cos\alpha(s-c)}\left(F \pm \frac{4M}{D_K}\right) \tag{9.2.71}$$

Несущая способность обечайки в месте приварки опорной лапы с подкладным листом определяется выполнением условия:

$$F_1 \le [F]_1 = \frac{[\sigma_i]b_3(s-c)^2}{K_8(e_1 + s_2)} \tag{9 72}$$

При $\frac{b_2}{b_3} < 0{,}6$ значение $[F]_1$, полученное по (9.72), необходимо умножить на $\left(0{,}4 + \frac{b_2}{b_3}\right)$.

Значение коэффициента K_8:

$$K_8 = \min(v, z), \tag{9.73}$$

где

$$\ln v = (-49{,}919 - 39{,}119x - 107{,}01y_1 - 1{,}693x^2 - 11{,}920xy_1 - 39{,}276y_1^2 + 0{,}237x^3 + 1{,}608x^2y_1 + \\ + 2{,}761xy_1^2 - 3{,}854y_1^3)\cdot 10^{-2};\quad y_1 = \ln\frac{b_3}{D_R};$$

z; x; y определяются по (9.65)

Предельное напряжение изгиба $[\sigma_i]$ определяется по (9.34), причем K_1 вычисляют при $\vartheta_1 = 0{,}4$; ϑ_2 - по (9.68); мембранное напряжение $\bar{\sigma}_m$ по (9.69).

9.3. *Вертикальные сосуды на опорных стойках*

Расчет на прочность и устойчивость выпуклых и конических днищ вертикальных сосудов и аппаратов от воздействия опорных усилий проводится на основании [3] и [25]. В отличие от [3] и [25] при определении F_1 добавлено расчетное внешнее осевое усилие F.

9.3.1. Расчетные схемы

На рис.9.13 показаны расчетные схемы опорных стоек, присоединенных к выпуклым и коническим днищам.

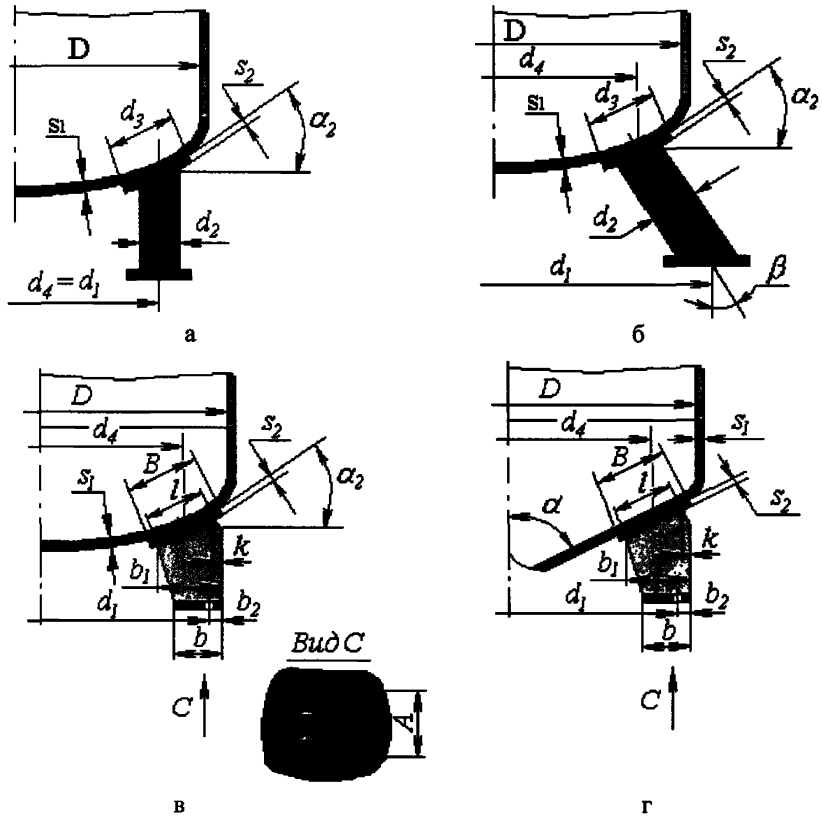


Рис.9.13. Опорные стойки

а,б – стойки круглого сечения, в,г опоры-стойки по ОСТ 26-665-79

Область применения расчетных формул:

сосуды работают под действием внутреннего избыточного давления

9.3.2. Выпуклое днище на опорных стойках круглого сечения

Дополнительные условия применения расчетных формул:

- диаметр подкладного листа $d_3 \le 1{,}6d_2$;
- к торосферическим днищам опорные стойки должны присоединяться в области сферического сегмента, к эллиптическим – в области $d_4 \le 0{,}8D$;
- взаимное перемещение наклонных стоек исключено;

9.3.2.1. Определение расчетных усилий

Вертикальное усилие, действующее на опорную стойку:

$$F_1 = \begin{cases} \dfrac{G+F}{2} + \dfrac{M}{d_4} & - для\ n = 4; \\ \dfrac{G+F}{3} + \dfrac{M}{0{,}866 d_4} & - для\ n = 3. \end{cases} \qquad (9\ 74)$$

где $F > 0$ при внешней осевой сжимающей нагрузке, $F < 0$ при внешней осевой растягивающей нагрузке;

При количестве стоек $n = 4$, обеспечивающих равномерное распределение нагрузок между всеми опорными лапами (точный монтаж, установка прокладок, подливка бетона и т.п.), усилие определяется как:

$$F_1 = \frac{G+F}{4} + \frac{M}{d_4} \qquad (9.75)$$

Действие момента M допускается только в том случае, если опорные стойки связаны между собой жесткой рамой, препятствующей взаимному перемещению стоек.

При этом должно быть выполнено условие:

$$\left.\begin{array}{ll} \dfrac{G+F}{2} > \dfrac{M}{d_4} & - для\ n = 4; \\ \dfrac{G+F}{3} > \dfrac{M}{0{,}866 d_4} & - для\ n = 3. \end{array}\right\} \qquad (9.76)$$

9.3.2.2. Несущая способность днища

Несущая способность выпуклого днища в месте приварки опорной стойки определяется выполнением условий:

$$F_1 \le [F]_1 = 1{,}57[\sigma](s_1 - c)^2 \frac{\cos\beta}{\cos(\alpha_2 - \beta)} \sqrt{1 + 5\frac{d_e^2}{r_m(s_1 - c)}} \qquad (9.77)$$

$$\frac{F_1 - p\dfrac{\pi d_e^2}{4}}{[F]_1} + \frac{p}{[p]_1} \le 1{,}0 \qquad (9.78)$$

где $d_e = \begin{cases} d_2 & - для\ опорных\ стоек\ без\ подкладного\ листа; \\ d_3 & - для\ опорных\ стоек\ с\ подкладным\ листом. \end{cases}$

$[p]_1$ - допускаемое внутреннее избыточное давление в срединной части выпуклого днища, определяемое по п.4.

r_m и α_2 определяется в соответствии с таблицей 9.4.

Таблица 9.4

	Вид днища					
	Сферическое днище	Эллиптическое днище	Эллиптическое днище с $H = 0{,}25D$	Торосферическое днище типов		
				A	B	C
r_m	$\frac{D}{2}$	$\frac{\frac{D^2}{2H}\sqrt{1-d_4^2\frac{D^2-4H^2}{D^4}}}{1+\frac{1}{1-d_4^2\frac{D^2-4H^2}{D^4}}}$	$\frac{2D\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{d_4}{D}\right)^2}}{1+\frac{1}{1-\frac{3}{4}\left(\frac{d_4}{D}\right)^2}}$	D	$0{,}9D$	$0{,}8D$
$\sin\alpha_2$	$\frac{d_4}{D}$	$\frac{d_4}{\frac{D^2}{2H}\sqrt{1-d_4^2\frac{D^2-4H^2}{D^4}}}$	$\frac{d_4}{2D\sqrt{1-\frac{3}{4}\left(\frac{d_4}{D}\right)^2}}$	$\frac{d_4}{2D}$	$\frac{d_4}{1{,}8D}$	$\frac{d_4}{1{,}6D}$

9.3.3. *Эллиптическое днище на опорах-стойках*

Расчетная схема опор-стоек, присоединенных к эллиптическому днищу представлена на рис.9.13,в.

Дополнительные условия применения расчетных формул:

крепление осуществляется только к эллиптическому днищу,

$$0{,}003 \le \frac{s_1 - c}{D} \le 0{,}02;\quad \frac{d_4}{D} \ge 0{,}7;\quad 0{,}1 \le \frac{l}{D} \le 0{,}35;\quad B \ge 1{,}2l;\quad A \ge 0{,}6B,\quad s_2 \ge s_1 \quad (9.79)$$

9.3.3.1. Определение расчетных усилий

Вертикальное усилие, действующее на опору-стойку:

$$F_1 = \begin{cases} \frac{G+F}{2} + \frac{M}{d_1} & - для\ n = 4; \\ \frac{G+F}{3} + \frac{M}{0{,}866d_1} & - для\ n = 3. \end{cases} \quad (9.80)$$

где $F > 0$ при внешней осевой сжимающей нагрузке; $F < 0$ при внешней осевой растягивающей нагрузке;

При количестве стоек $n = 4$, обеспечивающих равномерное распределение нагрузок между всеми опорными лапами (точный монтаж, установка прокладок, подливка бетона и т.п.), усилие определяется как:

$$F_1 = \frac{G+F}{4} + \frac{M}{d_1} \quad (9.81)$$

При действии изгибающего момента M необходимо выполнить расчет на прочность фундаментного болта от действия растягивающего усилия:

$$F_б = \begin{cases} \frac{M}{d_1} - \frac{G+F}{2} & - для\ n = 4; \\ \frac{M}{0{,}866d_1} - \frac{G+F}{3} & - для\ n = 3. \end{cases} \quad (9.82)$$

При выполнении условия:

$$\left.\begin{aligned} \frac{G+F}{2} &> \frac{M}{d_4} \quad - для\ n=4; \\ \frac{G+F}{3} &> \frac{M}{0{,}866 d_4} \quad - для\ n=3. \end{aligned}\right\} \tag{9.83}$$

расчет на прочность фундаментного болта производить не требуется
Меридиональный момент, передаваемый на днище опорной стойкой:

$$M_1 = \frac{1}{2} F_1 (b_1 - b + k) \tag{9.84}$$

9.3.3.2. Несущая способность днища

Несущая способность днища для опор-стоек определяется выполнением условия:

$$\frac{F_1 \cos\alpha_2}{[F_1]} + \frac{M_1}{[M_1]} + \frac{p}{[p]} \le 1, \tag{9.85}$$

где $[p]$ – допускаемое внутреннее давление, определяемое по п.4.2.
α_2 определяется в соответствии с таблицей 9.4., где $d_4 = d_1 + 2b_2 - k - b_1$
Допускаемое нормальное усилие для неподкрепленного эллиптического днища

$$[F_1] = \frac{k_1 m_T \left(0{,}2 + \frac{d_4}{D}\right)}{n_{пр}}, \tag{9.86}$$

где $m_T = \frac{R_{0,2}(s-c)^2}{4}$ - предельный момент сопротивления;

$n_{пр} = \begin{cases} 2{,}4 & - для\ рабочего\ режима; \\ 1{,}8 & - для\ режима\ испытаний \end{cases}$ - коэффициент запаса прочности.

Допускаемый меридиональный момент для неподкрепленного эллиптического днища:

$$[M_1] = \frac{k_2 m_T D \left(0{,}2 + \frac{d_4}{D}\right)}{n_{пр}} \tag{9.87}$$

Коэффициенты k_1 и k_2 в зависимости от относительной толщины днища $\frac{(s-c)}{D}$ и относительной длины линии контакта опоры с днищем $\frac{l}{D}$ определяются по рис.9.14 и 9.15 соответственно

Длина линии контакта опоры с днищем:

$$l = \frac{(b_1 - k)}{\cos\alpha_2} \tag{9.88}$$

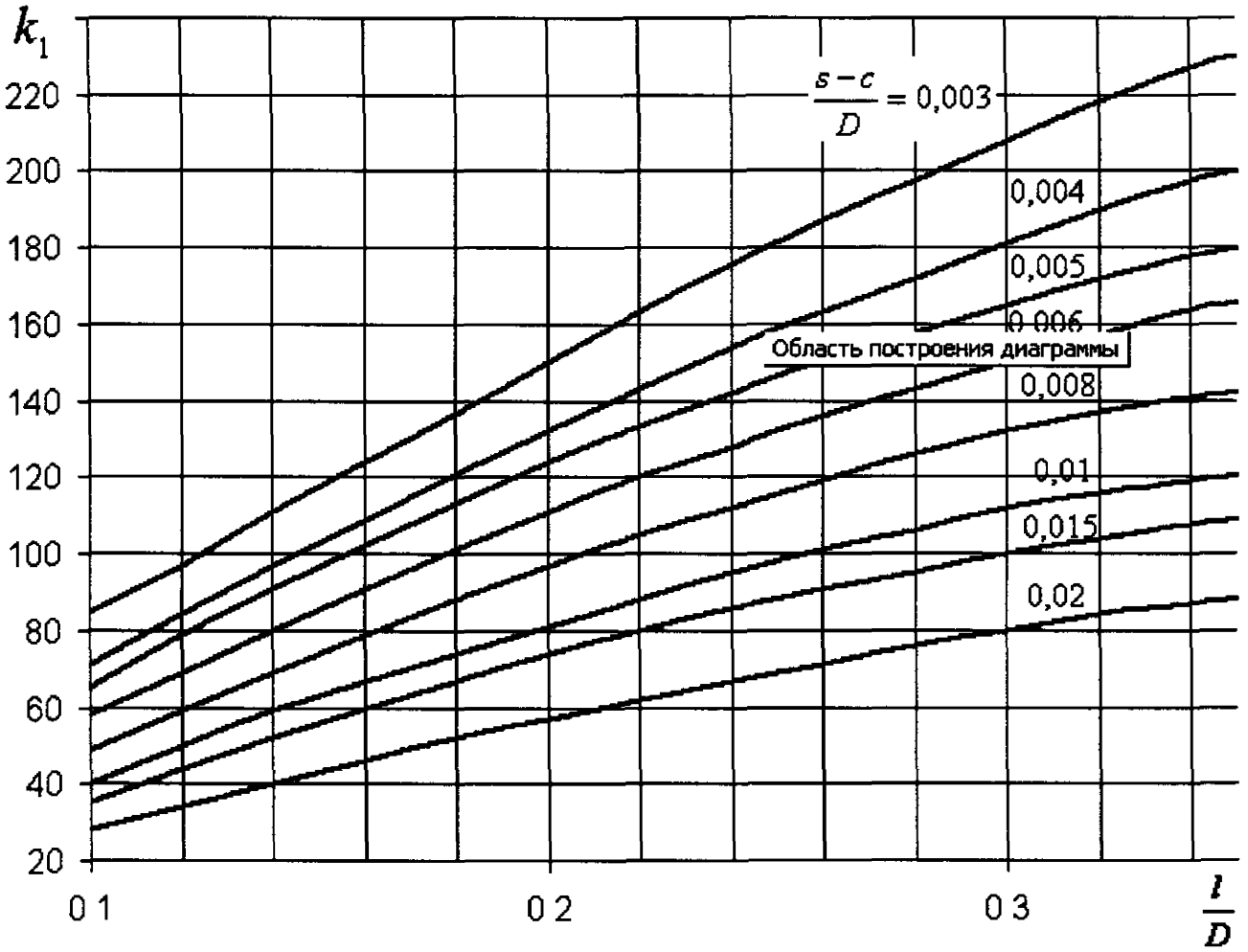


Рис.9.14

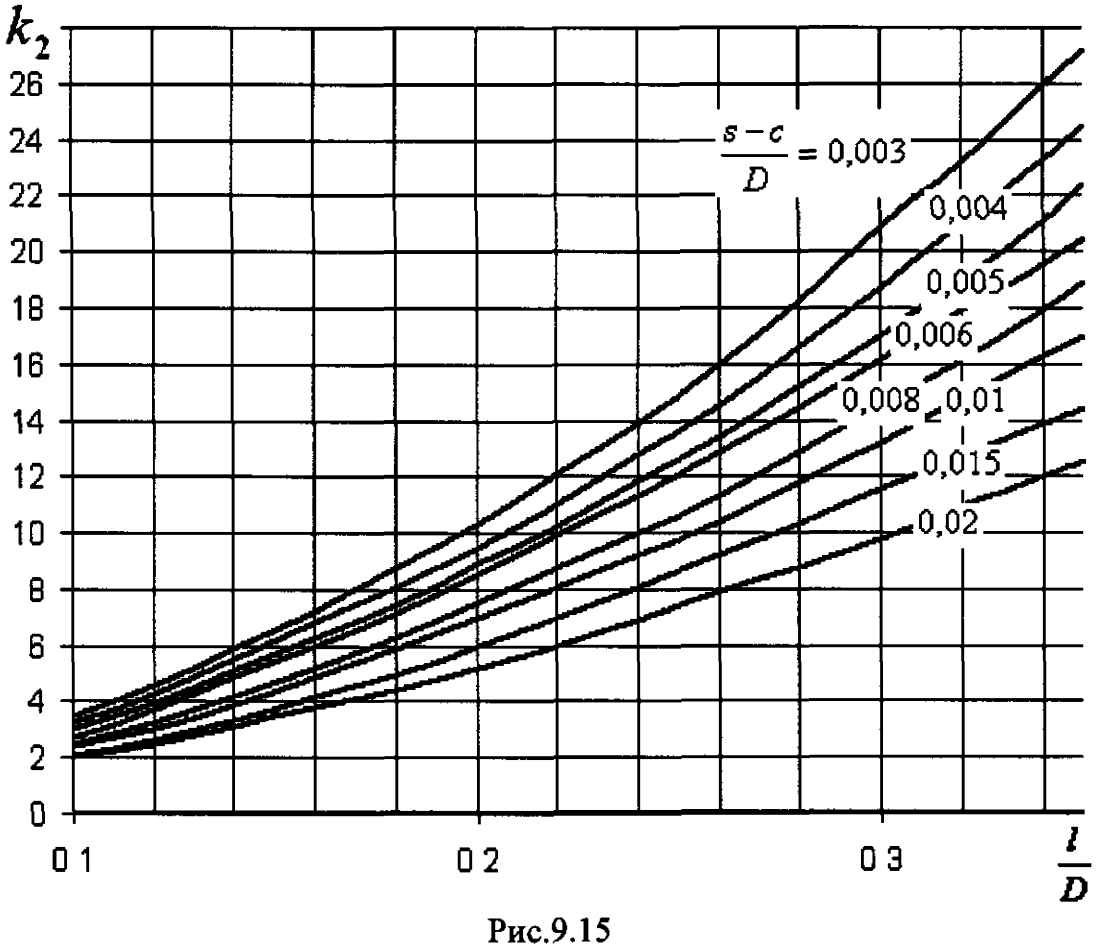


Рис.9.15

Допускаемое нормальное усилие для подкрепленного подкладным листом эллиптического днища:

$$[F_1] = \frac{k_1 k_3 m_T \left(0{,}2 + \frac{d_4}{D}\right)}{n_{np}} \qquad (9.89)$$

Допускаемый меридиональный момент для подкрепленного подкладным листом эллиптического днища:

$$[M_1] = \frac{k_2 k_4 m_T D \left(0{,}2 + \frac{d_4}{D}\right)}{n_{np}} \qquad (9.90)$$

Коэффициенты k_3 и k_4 определяются по рис.9.16 и 9.17 соответственно.

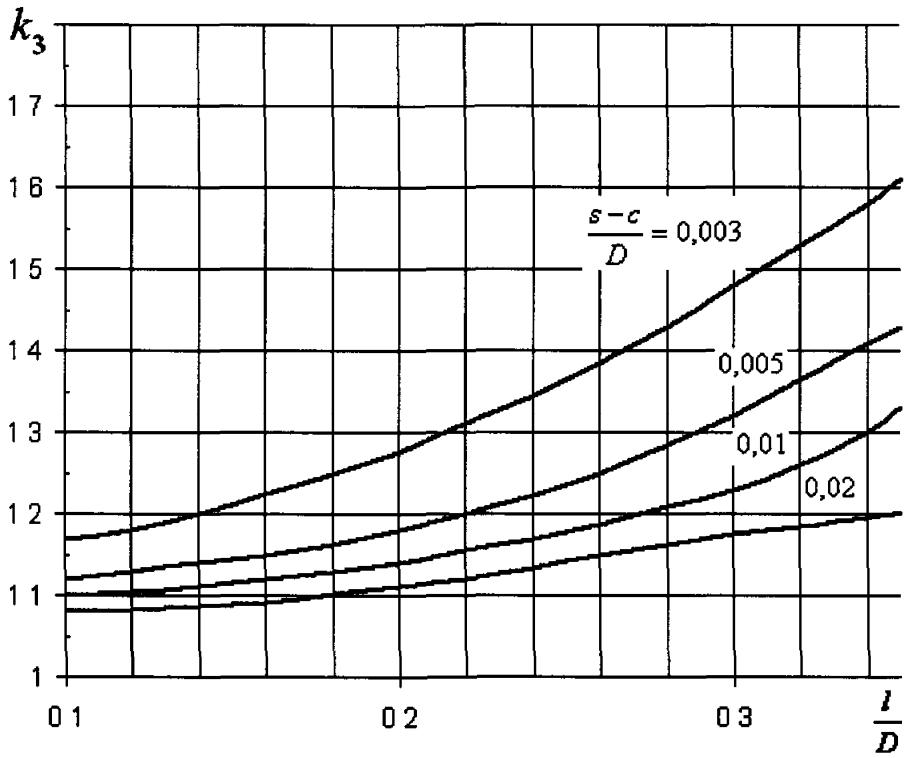


Рис.9.16

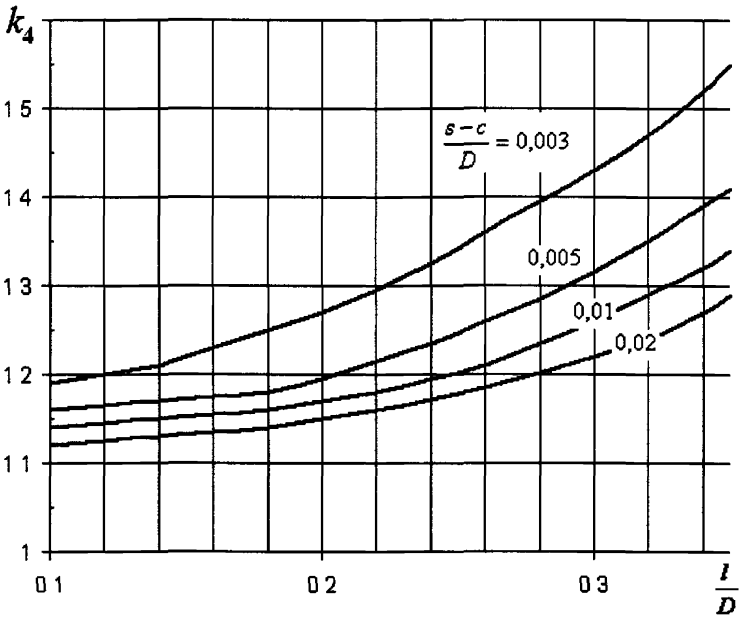


Рис.9.17

9.3.4. Коническое днище на опорах-стойках

Расчетная схема опор-стоек, присоединенных к коническому днищу представлена на рис.9.13,г.

Дополнительные условия применения расчетных формул:

$$0{,}002 \le \frac{s_1 - c}{D_p} \le 0{,}02;\ 0{,}1 \le \frac{l}{D_p} \le 0{,}4;\ B \ge 1{,}2l;\ A \ge 0{,}4B;\ s_2 \ge s_1;\ 60^0 \le 2\alpha \le 120^0, \quad (9.91)$$

где $D_p = \frac{d_1 + 2b_2 - k - b_1}{\cos\alpha}$ - расчетный диаметр.

9.3.4.1. Определение расчетных усилий

Расчетные усилия и моменты, действующие на опору-стойку, определяют по 9.80-9.84.

9.3.4.2. Несущая способность днища

Несущая способность днища для опор-стоек определяется выполнением условия:

$$\frac{F_1 \sin\alpha}{[F_1]} + \frac{M_1}{[M_1]} + \frac{p}{[p]} \le 1, \quad (9.92)$$

где $[p]$ – допускаемое внутреннее давление, определяемое по п 7

Допускаемое нормальное усилие для неподкрепленного конического днища:

$$[F_1] = \frac{k_s m_T}{n_{np}}, \quad (9.93)$$

где $m_T = \dfrac{R_{0,2}(s-c)^2}{4}$ - предельный момент сопротивления;

$n_{пр} = \begin{cases} 2,4 & - \textit{для рабочего режима;} \\ 1,8 & - \textit{для режима испытаний} \end{cases}$ - коэффициент запаса прочности.

Допускаемый меридиональный момент для неподкрепленного конического днища:

$$[M_1] = \frac{k_6 m_T D_p}{n_{пр}} \tag{9.94}$$

Коэффициенты k_5 и k_6 в зависимости от относительной толщины днища $\dfrac{(s-c)}{D_p}$ и относительной длины линии контакта опоры с днищем $\dfrac{l}{D_p}$ определяются по рис.9.18 и 9.19 соответственно.

Длина линии контакта опоры с днищем

$$l = \frac{(b_1 - k)}{\sin\alpha} \tag{9.95}$$

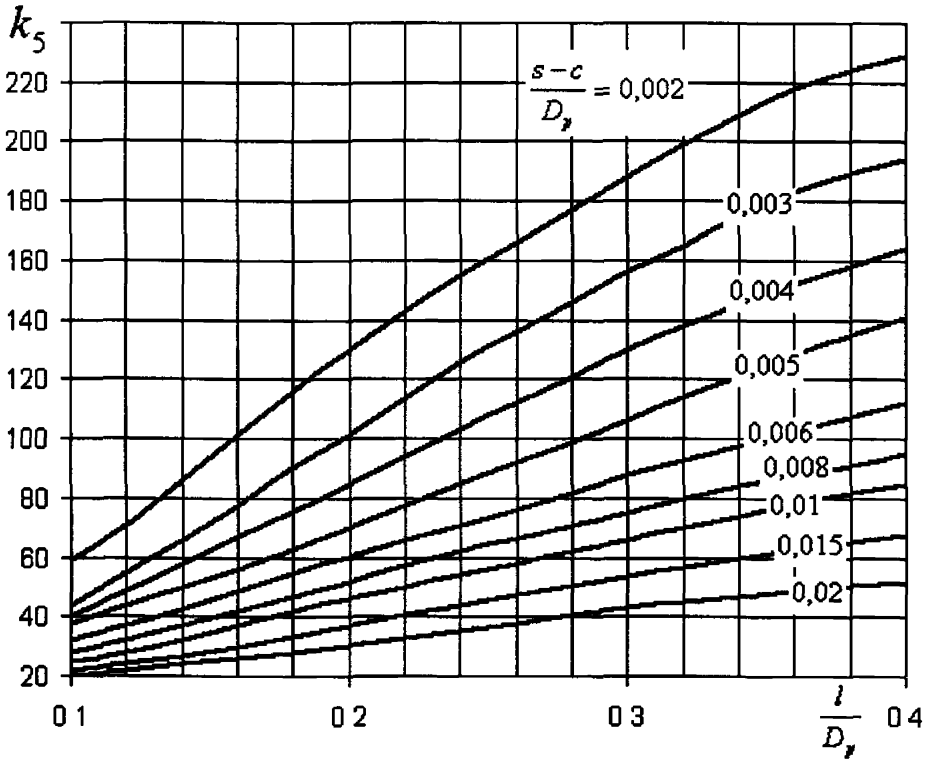


Рис.9.18

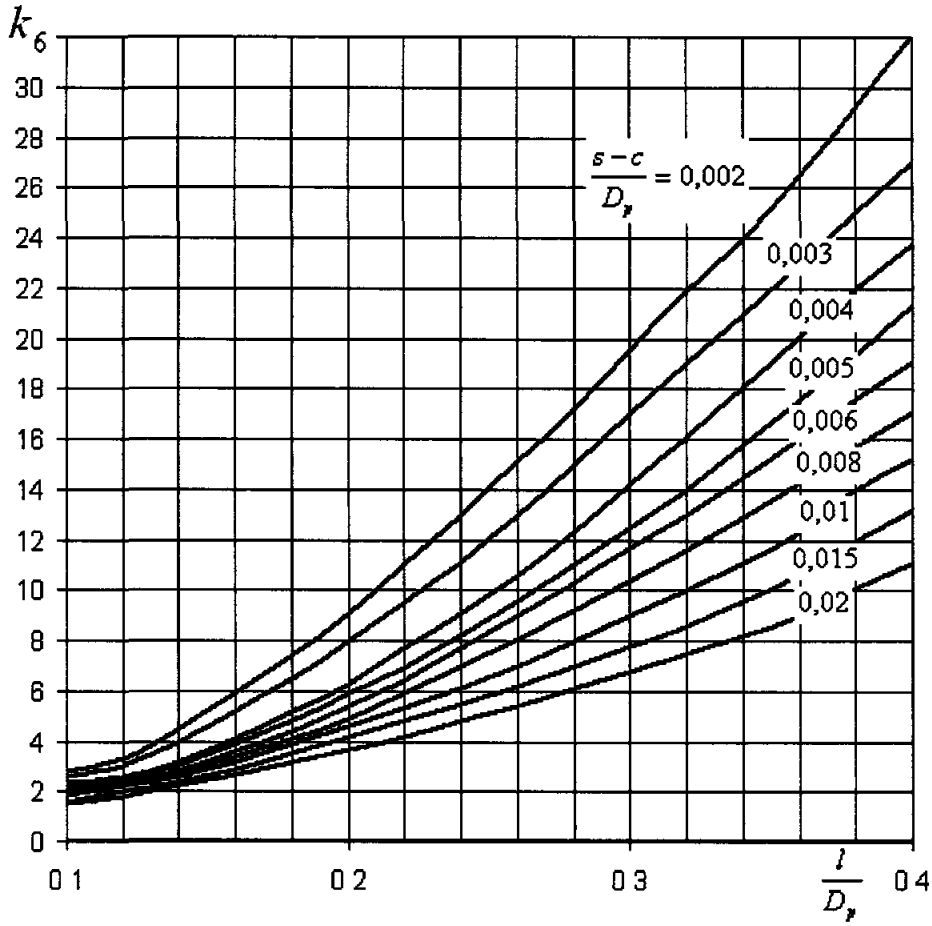


Рис.9.19

Допускаемое нормальное усилие для подкрепленного подкладным листом конического днища:

$$[F_1] = \frac{k_5 k_7 m_T}{n_{np}} \tag{9.96}$$

Допускаемый меридиональный момент для подкрепленного подкладным листом конического днища:

$$[M_1] = \frac{k_6 k_8 m_T D_p}{n_{np}} \tag{9.97}$$

Коэффициенты k_7 и k_8 определяются по рис.9.20 и 9.21 соответственно.

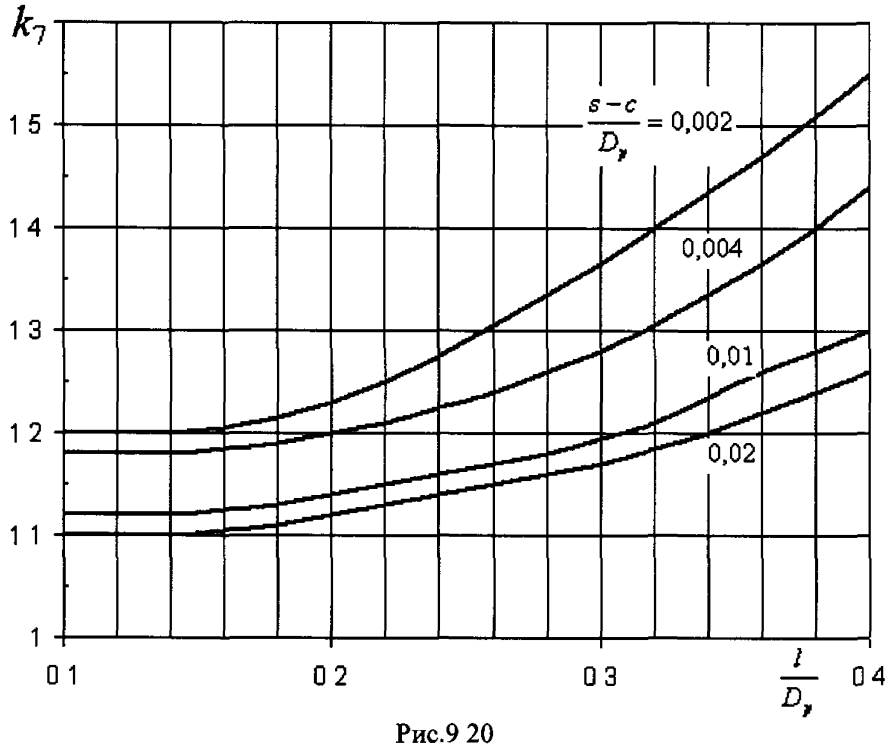


Рис.9 20

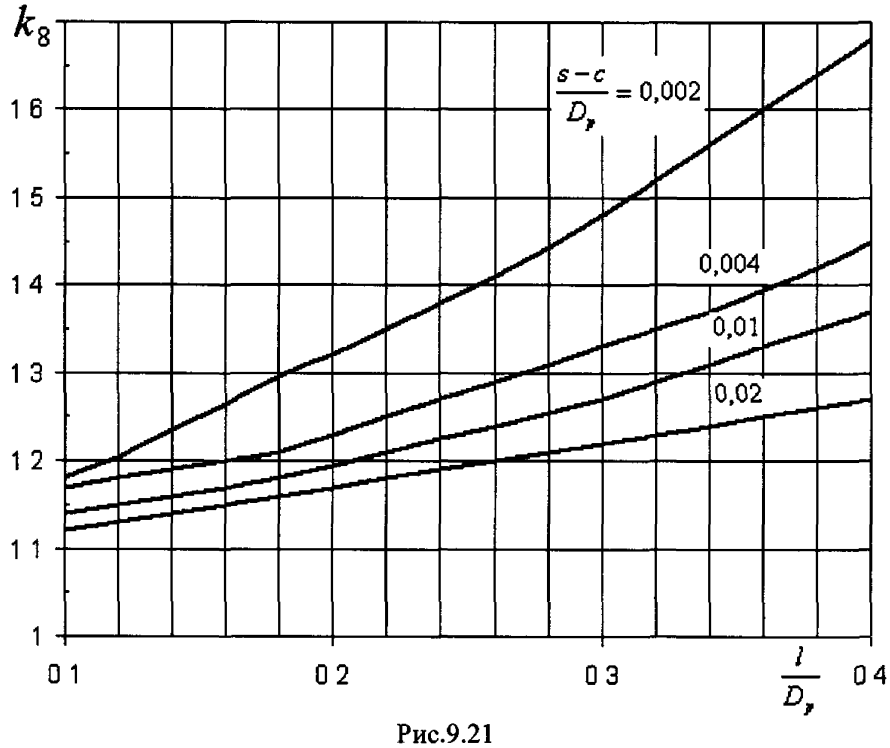


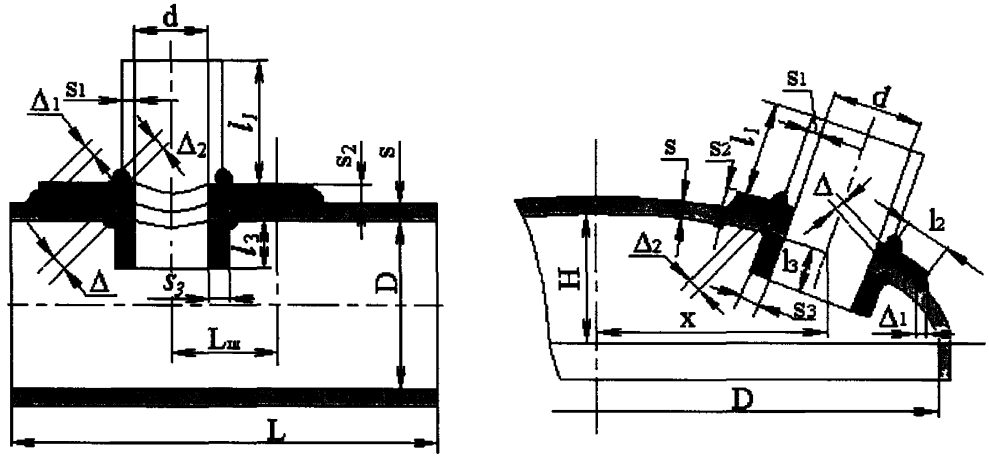
Рис.9.21

10. Прочность укрепления отверстий

Расчет на прочность укрепления отверстий проводится на основании [4].

10.1. Расчетные схемы

На рис.10.1 представлены общие расчетные схемы соединения штуцера с обечайкой (а) и днищем (б).



а б

Рис.10.1. Расчетные схемы штуцера

Пределы применения расчетных формул и номограмм ограничиваются условиями, приведенными в табл. 10.1.

Таблица № 10.1

Наименование параметров	Условия применения формул для расчета укрепления отверстий		
	в цилиндрических обечайках	в конических обечайках, переходах или днищах	в эллиптических сферических и торосферических днищах
Отношение диаметров	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \le 1{,}0$	$\frac{d_p - 2c_s}{D_K} \le 1{,}0$	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \le 0{,}6$
Отношение толщины стенки обечайки или днища к диаметру	$\frac{s-c}{D} \le 0{,}1$	$\frac{s-c}{D_K} \le \frac{0{,}1}{\cos\alpha}$	$\frac{s-c}{D} \le 0{,}1$

При значениях отношений, превышающих пределы, установленные в табл. 10.1, рекомендуется использовать специальные методы расчета на прочность укреплений отверстий, в частности метод конечных элементов.

При установке наклонных штуцеров с круговым поперечным сечением настоящий метод применим, если угол γ (рис.10.2) не превышает 45°, а отношение осей овального отверстия d_1 и d_2 удовлетворяет условию:

$$\frac{d_1}{d_2} \le 1 + 2\frac{\sqrt{D_p(s-c)}}{d_2} \qquad (10.1)$$

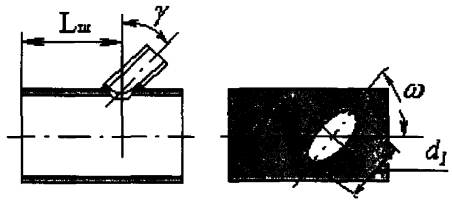


Рис.10.2.

Эти ограничения не распространяются на наклонные штуцера, ось которых лежит в плоскости поперечного сечения обечайки (рис 10.3).

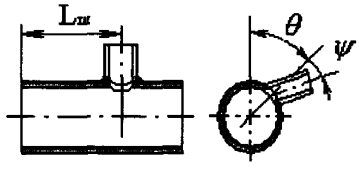


Рис 10.3.

Для смещенных (нецентральных) штуцеров на эллиптических днищах угол γ не должен превышать 60°.

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 $\max\{0.10(D+2s);0.09D+s\}$.

Малые отверстия, диаметр которых удовлетворяет условию:

$$d_p \le \max\left\{(s-c);\, 0{,}2\sqrt{D_p(s-c)}\right\} \tag{10.2}$$

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

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

10.2. Определение расчетных размеров и коэффициентов

10.2.1. Расчетные диаметры

Расчетные диаметры укрепляемых элементов определяются по формулам:

- для цилиндрической обечайки, сферических днищ, а также торосферических днищ вне зоны отбортовки:

$$D_p = D; \tag{10.3}$$

- для конической обечайки, перехода или днища:

$$D_p = \frac{D_k}{\cos\alpha} \tag{10.4}$$

- для эллиптических днищ:

$$D_p = \frac{D^2}{2H}\sqrt{1-4\frac{(D^2-4H^2)}{D^4}\cdot x^2} \tag{10.5}$$

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, а также лежит в плоскости поперечного сечения цилиндрической или конической обечайки (рис.10.3), определяется по формуле:

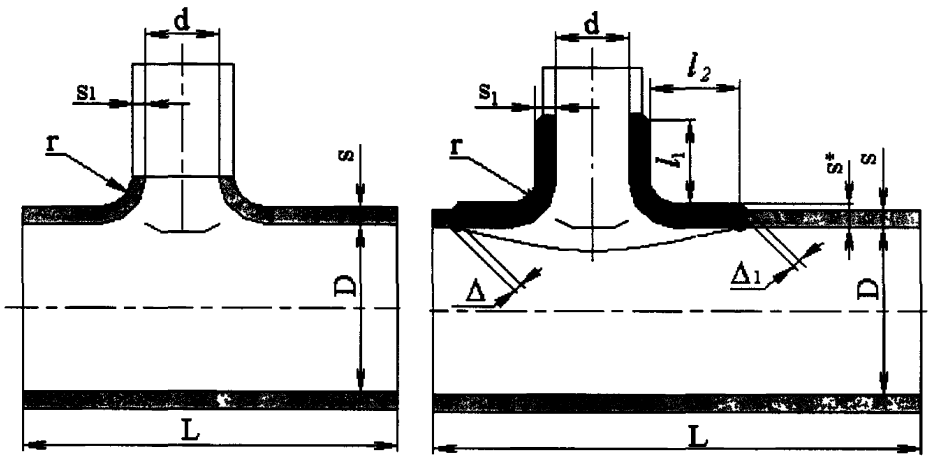
$$d_p = \overline{d} + 2c_s, \tag{10.6}$$

где $\overline{d} = d$ - для непроходящих штуцеров; $\overline{d} = d + 2s_1(1 - x_1)$ - для проходящих штуцеров (рис.10.6);

Расчетный диаметр отверстия для штуцера с круглым поперечным сечением при наличии отбортовки или торообразной вставки (рис.10.4):

$$d_p = \overline{d} + 1{,}5(r - s_p) + 2c_s, \tag{10.7}$$

где $s_p = \dfrac{pD}{2[\sigma]\varphi - p}$ - расчетная толщина стенки обечайки.



а б

Рис 10.4. Штуцер с отбортовкой (а) и торообразной вставкой (б)

При наличии наклонного штуцера, когда большая ось овального отверстия составляет угол ω с образующей обечайкой (рис.10.2), расчетный диаметр отверстия:

$$d_p = (\overline{d} + 2c_s)(1 + tg^2\gamma\cos^2\omega) \tag{10.8}$$

Для цилиндрических и конических обечаек, когда ось штуцера лежит в плоскости продольного сечения обечайки ($\omega = 0$), а также для всех отверстий в сферических и торосферических днищах расчетный диаметр отверстия:

$$d_p = \frac{\overline{d} + 2c_s}{\cos^2\gamma} \tag{10.9}$$

Расчетный диаметр отверстия смещенного штуцера на эллиптическом днище (рис.10.5):

$$d_p = \frac{\overline{d} + 2c_s}{\sqrt{1 - \left(\frac{2x}{D_p}\right)^2}} \qquad (10.10)$$

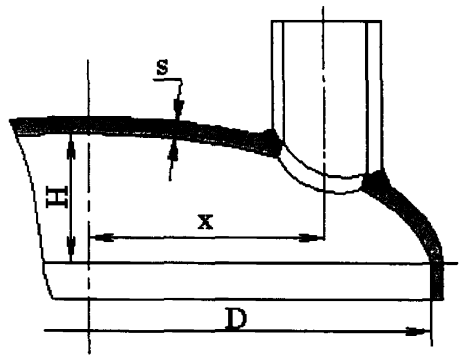


Рис.10.5. Смещенный штуцер на эллиптическом днище

10.2.2. Расчетные толщины стенок

Если ось сварного шва обечайки (днища) удалена от наружной поверхности штуцера на расстояние более чем три толщины укрепляемого элемента (3s), то коэффициент прочности этого сварного соединения следует принимать $\varphi = 1$. В исключительных случаях, когда сварной шов пересекает отверстие, или удален от наружной поверхности штуцера на расстояние менее 3s, коэффициент сварного шва принимается в зависимости от вида и качества сварного шва (таблица 2 2).

Расчетные толщины стенок укрепляемых элементов определяются в соответствии с пп.3-8.

Если плоскость, проходящая через продольный шов вальцованного штуцера и ось этого штуцера, образует угол с плоскостью продольного осевого сечения цилиндрической или конической обечайки не менее 60^0, то коэффициент сварного шва принимается $\varphi_1 = 1$. В остальных случаях $\varphi_1 \le 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

Расчетная толщина стенки штуцера, нагруженного как внутренним, так и наружным давлением:

$$s_{1p} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1 \cdot \varphi_1 - p} \qquad (10.11)$$

10.2.3. Расчетные длины стенок

Расчетные длины внешней и внутренней частей штуцера, участвующие в укреплении отверстий и учитываемые при расчете, определяют по формулам:

$$l_{1p} = \min\left\{l_1, 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\};$$
$$l_{3p} = \min\left\{l_3; 0{,}5\sqrt{(d + 2c_s)(s_3 - 2c_s)}\right\} \qquad (10.12)$$

В случае проходящего штуцера (рис.10.6) $s_3 = s_1$.

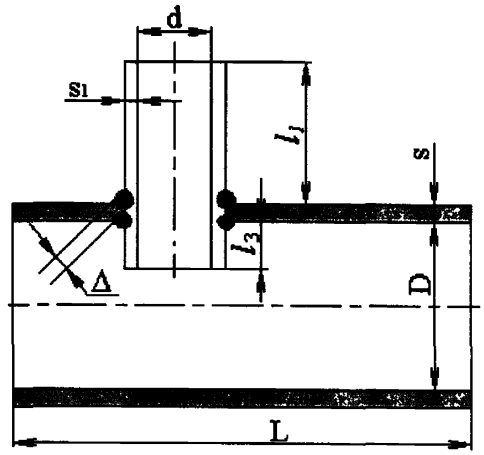


Рис.10.6. Проходящий штуцер

10.2.4. Расчетная ширина

Ширина зоны укрепления в обечайках, переходах и днищах:

$$L_0 = \sqrt{D_p(s-c)} \tag{10.13}$$

Расчетную ширину зоны укрепления в стенке обечайки, перехода или днища в окрестности штуцера при наличии торообразной вставки (рис.10.4,б) или вварного кольца (рис.10.7) определяют по формуле $l_p = \min\{l_2; L_0\}$.

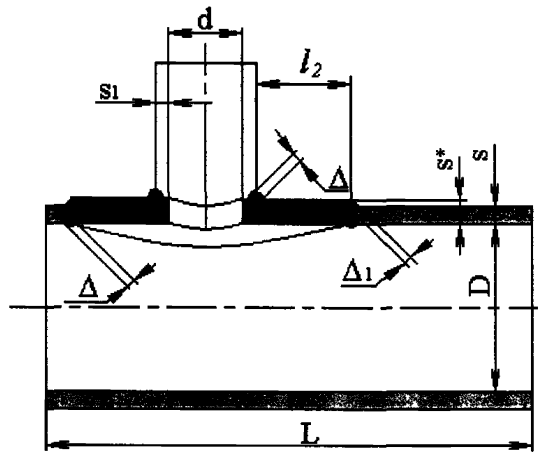


Рис.10.7. Укрепление отверстия вварным кольцом

В случае отбортовки (рис.10.4,а), а также при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца $l_p = L_0$

Расчетная ширина накладного кольца:

$$l_{2p} = \min\left\{l_2; \sqrt{D_p(s_2+s-c)}\right\} \tag{10.14}$$

Отношения допускаемых напряжений

1) для внешней части штуцера $x_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\}$; (10.15)

2) для накладного кольца $x_2 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]}\right\}$; (10.16)

3) для внутренней части штуцера $x_3 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]}\right\}$, (10.17)

где $[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$, $[\sigma]_3$ - допускаемые напряжения для материала внешней части штуцера, накладного кольца и внутренней части штуцера при расчетной температуре соответственно.

10.3. Расчет укрепления отверстия

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

$$l_{1p}(s_1 - s_{1p} - c_s)x_1 + l_{2p}s_2x_2 + l_{3p}(s_3 - c_s - c_{s1})x_3 + l_p(s - s_p - c) \geq 0.5(d_p - d_{op})s_p. \quad (10.18)$$

где при укреплении отверстия торообразной вставкой или вварным кольцом $s = s^*$.

В случае укрепления отверстия без использования накладного кольца при расчете принимается $s_2 = 0$. При этом длина внешней части штуцера l_1 отсчитывается от наружной поверхности аппарата.

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

Допускаемое внутреннее избыточное давление определяют по формуле

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_p + (s-c)V} \cdot V, \quad (10.19)$$

где $K_1 = \begin{cases} 1 - \textit{для цилиндрических обечаек;} \\ 2 - \textit{для выпуклых днищ.} \end{cases}$

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \frac{l_{1p}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2p}s_2\chi_2 + l_{3p}(s_3 - 2c_s)\chi_3}{l_p(s-c)}}{1 + 0{,}5\frac{d_p - d_{op}}{l_p} + K_1\frac{d + 2c_s}{D_p} \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1} \cdot \frac{l_{1p}}{l_p}}\right\} \quad (10.20)$$

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

Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияния, что имеет место, когда расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров (рис.10.8) удовлетворяет условию:

$$b \geq \sqrt{D_p^*(s-c)} + \sqrt{D_p^*(s-c)} \quad (10.21)$$

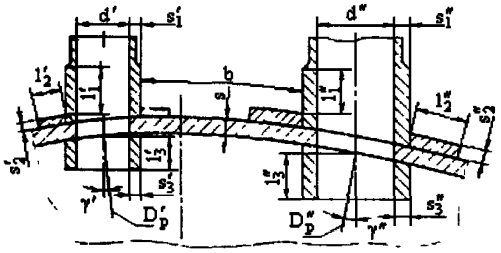


Рис.10.8. Укрепление взаимовлияющих отверстий

Если условие расположения одиночного отверстия не выполнимо, то расчет взаимовлияющих отверстий выполняется следующим образом: вначале рассчитываются укрепления для каждого из этих отверстий отдельно в соответствии с разд.10.3, затем проверяется достаточность укрепления перемычки между отверстиями, для чего определяется допускаемое давление для перемычки по формуле:

$$[p]=\frac{2K_1(s-c)\varphi[\sigma]}{0{,}5(D'_p+D''_p+(s-c)V}\cdot V, \tag{10.22}$$

где

$$V=\min\left\{1;\frac{1+\dfrac{l'_{1p}(s'_1-c'_s)\chi'_1+l'_{2p}s'_2\chi'_2+l'_{3p}(s'_3-2c'_s)\chi'_3+l''_{1p}(s''_1-c''_s)\chi''_{11}+l''_{2p}s''_2\chi''_2+l''_{3p}(s''_3-2c''_s)\chi''_3}{b(s-c)}}{K_3\left(0{,}8+\dfrac{d'_p-d''_p}{2b}\right)+K_1\left(\dfrac{d'+2c'_s}{D'_p}\cdot\dfrac{\varphi}{\varphi'_1}\cdot\dfrac{l'_{1p}}{b}+\dfrac{d''+2c''_s}{D''_p}\cdot\dfrac{\varphi}{\varphi''_1}\cdot\dfrac{l''_{1p}}{b}\right)}\right\}$$

При совместном укреплении двух взаимовлияющих отверстий общим накладным кольцом коэффициент понижения прочности:

$$V=\min\left\{1;\frac{1+\dfrac{l'_{1p}(s'_1-c'_s)\chi'_1+l''_{1p}(s''_1-c_s)\chi''+L_2s_2\chi_2+l'_{3p}(s'_3-2c'_s)\chi'_3+l''_{3p}(s''_3-2c''_s)\chi''_3}{b(s-c)}}{K_3\left(0{,}8+\dfrac{d'_p-d''_p}{2b}\right)+K_1\left(\dfrac{d'+2c}{D_p}\cdot\dfrac{\varphi}{\varphi'_1}\cdot\dfrac{l'_{1p}}{b}+\dfrac{d''+2c''_s}{D''_p}\cdot\dfrac{\varphi}{\varphi''_1}\cdot\dfrac{l''_{1p}}{b}\right)}\right\} \tag{10.23}$$

где $L_2=\min\{b;l'_{2p}+l''_{2p}\}$.

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 следует принимать $\varphi=1$. В остальных случаях $\varphi\le 1$ в зависимости от вида и качества этого сварного шва.

Коэффициент K_3 для цилиндрических и конических обечаек определяется по формуле:

$$K_3=\frac{1+\cos^2\beta}{2} \tag{10.24}$$

Угол β определяется в соответствии с рис.10.8.

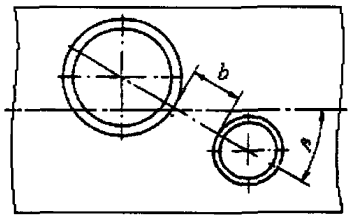


Рис.10.8. Расположение взаимовлияющих отверстий

10.5. Укрепление отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных наружным давлением

Допустимое наружное давление определяют по формуле:

$$[p]=\frac{[p]_p}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_p}{[p]_E}\right)^2}} \qquad (10.25)$$

где $[p]_p$ - допускаемое наружное давление в пределах пластичности, определяется по (10.19) как допускаемое внутреннее избыточное давление для сосуда или аппарата с отверстием при $\varphi=1$, $\varphi_1=1$;

$[p]_E$- допускаемое наружное давление в пределах упругости, определяемое по пп.3,4 для соответствующей обечайки или днища без отверстий.

При наличии взаимного влияния отверстий $[p]_p$ определяется аналогично $[p]$ по (10.19) для каждого отверстия в отдельности и по (10.22) для перемычки, а затем из полученных значений принимается меньшее. При этом все коэффициенты сварных швов принимаются равными 1.

Для обечаек или днищ с кольцами жесткости расчет проводится отдельно для каждого участка с отверстиями между соседними кольцами.

10.6. Минимальные размеры сварных швов

Минимальные размеры сварных швов Δ, Δ_1, Δ_2, соединяющих приварные штуцера или накладные кольца с корпусом сосуда или аппарата, должны удовлетворять следующим условиям:

для штуцеров в соответствии с рис.10.1. а, б:

$$\Delta \geq 2{,}1\frac{l_{1p}s_{1p}}{d+2s_{1p}} \qquad (10.26)$$

для накладных колец:

$$\left(1+\frac{2l_{2p}}{d+2s_{1p}}\right)\Delta_1+\Delta_2 \geq 2{,}1\frac{l_{2p}s_2}{d+2s_{1p}}, \qquad (10.27)$$

где Δ, Δ_1, Δ_2 - минимальные размеры сечения сварных швов.

11. Прочность и герметичность фланцевых соединений сосудов и аппаратов

Расчет фланцевых соединений сосудов и аппаратов проводится на основании [5].

В отличие от [5] при определении параметров фланцев и коэффициентов жесткости учитывается прибавка на коррозию. При определении допускаемых напряжений учитываются свойства материала сопрягаемой обечайки (втулки).

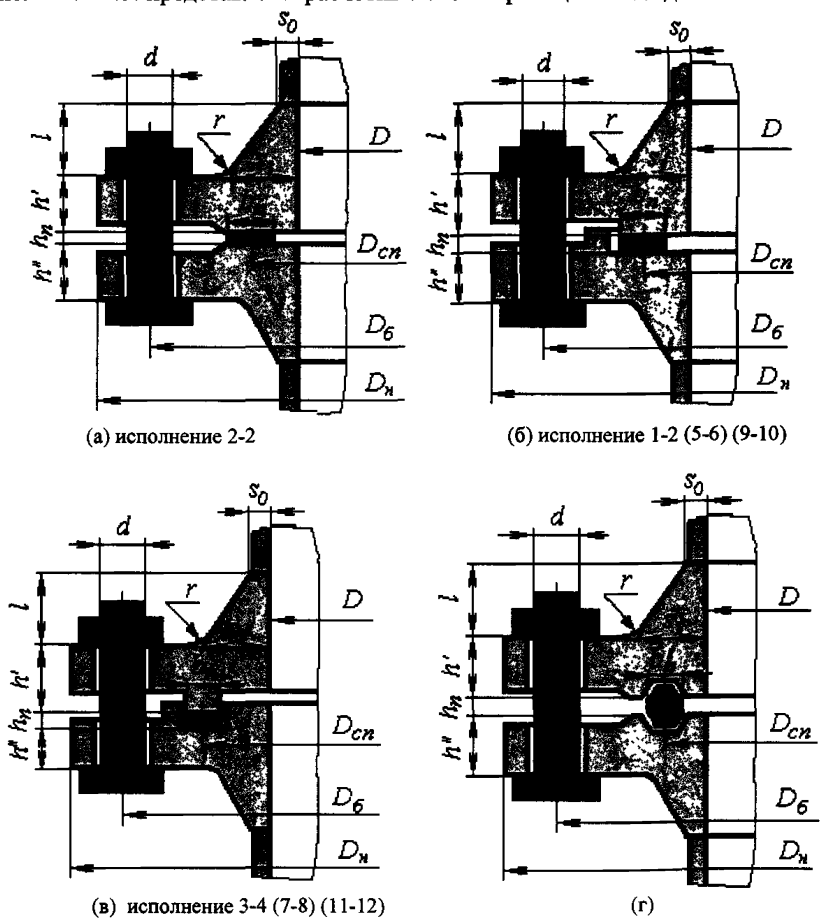
Добавлен расчет от наружного избыточного давления, при этом принимается $p < 0$. При расчете болтов, а также болтовой нагрузки в условиях монтажа, для контактирующих фланцев вместо $P_{б1}$ принято обозначение $P_{б1}$. Для определения угловой податливости эллиптических крышек использовались положения [26].

Для фланцевого соединения со свободными кольцами (черт.3 [5]) принято обозначение по ГОСТ 12822-80: ***фланцы свободные на приварных кольцах*** (рис11.3).

При выполнении условий применения данный расчет допускается применять для расчета фланцевых соединений трубопроводов и штуцеров.

11.1. Расчетные схемы

На рис.11.1.-11.5. представлены расчетные схемы фланцевых соединений.



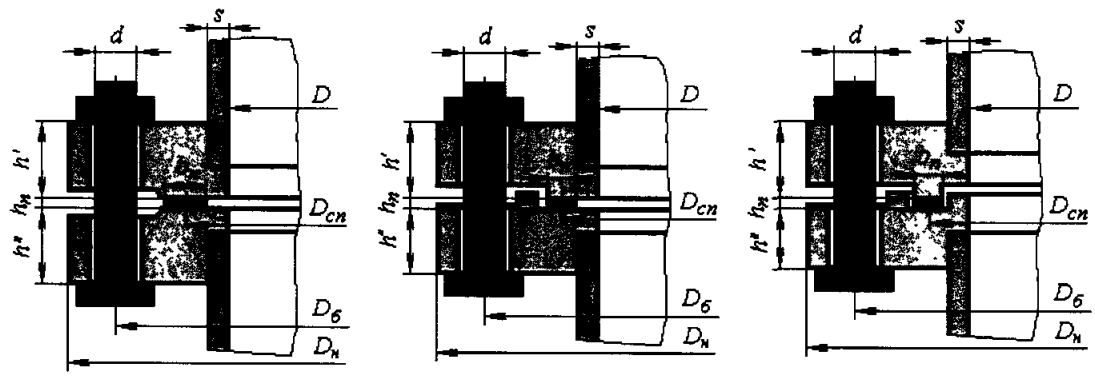
(а) исполнение 2-2

(б) исполнение 1-2 (5-6) (9-10)

(в) исполнение 3-4 (7-8) (11-12)

(г)

Рис.11.1. Фланцы, приварные встык по ГОСТ 28759.3-90(а,б,в) и ГОСТ 28759.4-90(г)



исполнение 1-1 (6-6) (11-11) исполнение 4-5 (9-10) (14-15) исполнение 2-3 (7-8) (12-13)

Рис.11.2. Плоские приварные фланцы по ГОСТ 28759.2-90

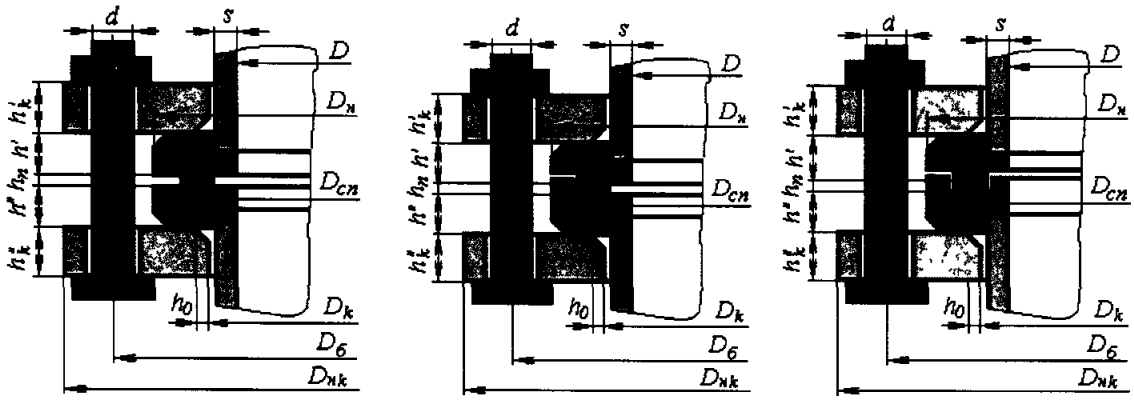
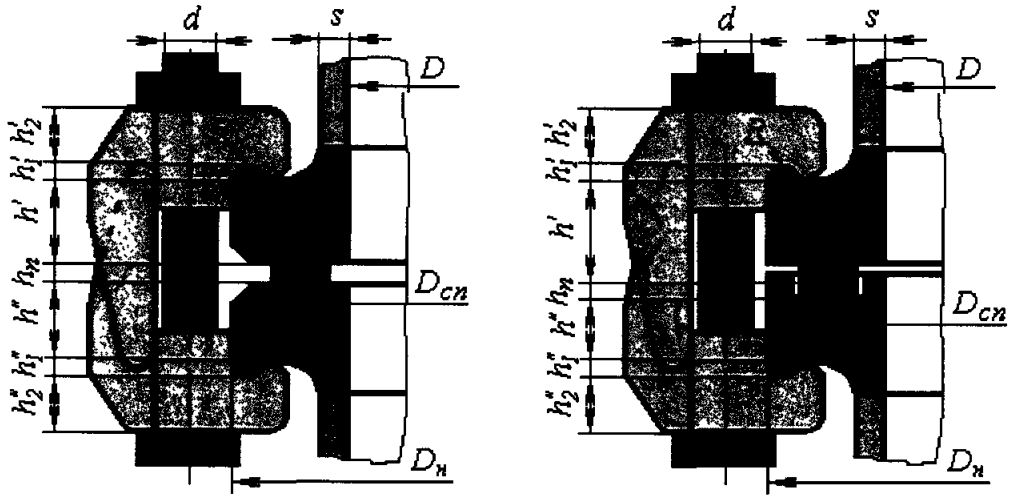
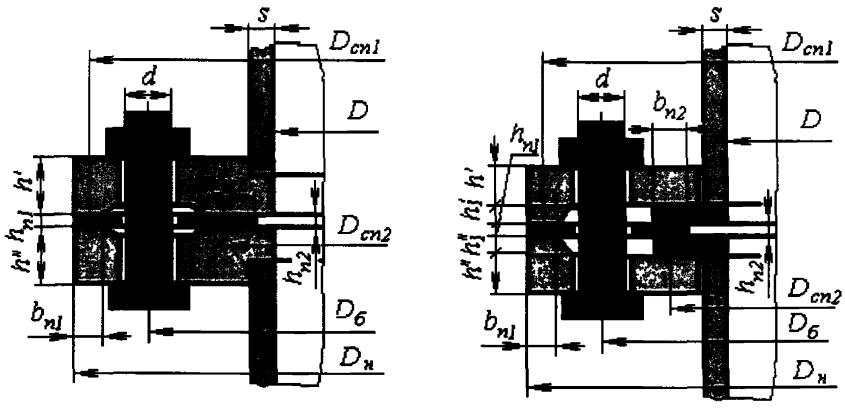


Рис.11.3. Фланцы свободные на приварных кольцах



(а) исполнение 1-1 (б) исполнение 2-3

Рис.11.4. Фланцы под зажимы по ОСТ 26-01-396-78



а б

Рис.11.5. Контактирующие фланцы

Условия применения:

$$\frac{D_н}{D} \le 2; \qquad \frac{2h}{D_н - D} \ge 0{,}25 \tag{11.1}$$

В случае соединения с разными (по материалам или размерам) фланцами расчет производится для каждого фланца.

Расчетная температура элементов фланцевого соединения определяется по табл.11.1.

Таблица 11.1

Тип фланцевого соединения	Изолированные			Неизолированные		
	$t_ф$	$t_к$	$t_б$	$t_ф$	$t_к$	$t_б$
Плоские, приварные встык (рис.11.1.1., 11.1.2.)	t	-	$0{,}97t$	$0{,}96t$	-	$0{,}85t$
Со свободными кольцами (рис.11 1.3.)	t	$0{,}97t$	$0{,}90t$	$0{,}96t$	$0{,}90t$	$0{,}81t$

Характеристики прокладки m, $q_{обж}$, K, $E_п$ принимаются по таблице 11.2.

Таблица 11 2

Тип и материал прокладки	Коэффициент, m	Удельное давление обжатия $q_{обж}$, МПа	Допускаемое удельное давление [q], МПа	Коэффициент обжатия К	Условный модуль сжатия $E_n \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоская из резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А до 65 ед.	0,5	2,0	18,0	0,04	$0{,}3 \cdot 10^{-4}\left(1+\frac{b_n}{2h_n}\right)$
Плоская из резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А более 65 ед.	1,0	4,0	20,0	0,09	$0{,}4 \cdot 10^{-4}\left(1+\frac{b_n}{2h_n}\right)$
Плоская из паронита по ГОСТ 481 при толщине не более 2мм*	2,5	20,0	130,0	0,90	0,02
Плоская из картона асбестового по ГОСТ 2850 при толщине 1-3 мм	2,5	20,0	130,0	0,90	0,02
Плоская из фторопласта-4 по ГОСТ 10007 при толщине 1-3 мм	2,5	10,0	40,0	1,0	0,02
Плоская из алюминия марки АД по ГОСТ 21631	4,0	60,0			
Плоская из латуни марки Л63 по ГОСТ 2208	4,75	90,0			
Плоская из стали 05КП по ГОСТ 9045 или стали 08Х13 по ГОСТ 5632	5,5	125,0			
Плоская из стали 08Х18Н10Т по ГОСТ 5632	6,5	180,0			
Плоская из асбеста по ГОСТ 2850 в оболочке из:					
алюминия	3,25	38,0			0,04
меди или латуни	3,5	46,0			
стали 05КП	3,75	53,0			
стали типа 12Х18Н10Т	3,75	63,0			0,05
Кольцо с овальным или восьмигранным сечением из:					
Ст. 05КП по ГОСТ 9045 или 08Х13 по ГОСТ 5632	5,5	125,0			
стали 08Х18Н10Т	6,5	180,0			

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

11.2. Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения для материалов фланца и приварного кольца $[\sigma]_ф$, фланца свободного на приварном кольце $[\sigma]_k$, а также сопрягаемой обечайки $[\sigma]_ш$ при расчете статической прочности определяются по приложению 1 или по формулам 2.1, 2.2. При этом коэффициенты запаса прочности определяются по таб.2.1 для рабочих условий

Допускаемые напряжения для материалов болтов (шпилек)·

а) если расчетная температура для болтов из углеродистых сталей не превышает 380^{0}С, низколегированных сталей 420^{0}С, аустенитных сталей 525^{0}С

$$[\sigma]_б = \frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{n_т} \tag{11.2}$$

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

$$[\sigma]_б = \min\left(\frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{n_т}; \frac{R_{m/10^5}}{n_д}; \frac{R_{p1,0/10^5}}{n_п}\right) \tag{11.3}$$

Коэффициент запаса прочности n_T в зависимости от материала и условий нагружения определяется по табл.11.3.

Коэффициент запаса прочности по пределу длительной прочности $n_Д$=1,8.

Коэффициент запаса прочности по пределу ползучести $n_П$=1,1.

Допускаемые напряжения для материалов болтов (шпилек) для рабочих условий принимаются по приложению 3 [5].

Таблица11.3.

Материал болтов		n_T			
		Рабочие условия и условия монтажа		Условия испытаний	
		затяжка не контролируется	затяжка контролируется	затяжка не контролируется	затяжка контролируется
Углеродистые стали	$\frac{R_e}{R_m} \geq 0,7$	2,6-2,8	2,4	2,1	1,8
	$\frac{R_e}{R_m} < 0,7$	2,3	2,1	1,7	1,6
Аустенитные стали		1,9	1,8	1,4	1,3

11.3. Расчет вспомогательных величин

Эффективная ширина прокладки, мм:

для плоских прокладок

$$\begin{cases} b_0 = b_n \quad при \quad b_n \leq 15,0мм \\ b_0 = 3,8\sqrt{b_n} \quad при \quad b_n > 15,0мм \end{cases}; \tag{11 4}$$

для прокладок овального или восьмигранного сечения

$$b_0 = 0,25b_n. \tag{11.5}$$

Податливость прокладки:

$$y_n = \frac{h_n K}{E_n \pi D_{cn} b_n} \tag{11.6}$$

Для соединения с контактирующими фланцами податливость контактных поясов:

$$y_{n1} = \frac{h_{n1}K}{E_n \pi D_{cn1} b_{n1}}, \qquad y_{n2} = \frac{h_{n2}K}{E_n \pi D_{cn2} b_{n2}} \tag{11 7}$$

Для металлических и асбоцементных прокладок $y_n = 0$.

Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта·

для фланцев, приварных встык и плоских - $L_{б0} = h' + h'' + h_n$;

для фланцев со свободными кольцами - $L_{б0} = h' + h'_k + h'' + h''_k + h_n$;

для фланцев под зажимы - $L_{б0} = h' + h'_1 + h'_2 + h'' + h''_1 + h''_2 + h_n$; (11.8)

для контактирующих фланцев (рис.11.1.5,а) - $L_{б0} = h' + h'' + h_{n1}$;

для контактирующих фланцев (рис.11.1.5,б) - $L_{б0} = h' + h'_1 + h'' + h''_1 + h_{n1}$

Если между фланцами зажата трубная решетка или установлены дополнительные шайбы, то при определении $L_{б0}$ необходимо учесть их толщины.

Податливость болтов (шпилек):

$$y_б = \frac{L_б}{E_б^{20} f_б n}, \tag{11.9}$$

где $L_б = L_{б0} + 0{,}28d$ - для болта;

$L_б = L_{б0} + 0{,}56d$ - для шпильки;

$f_б$ - принимается по таблице 11.4.

Таблица 11.4

Диаметр болта (шпильки) d, мм	М10	М12	М16	М20	М24	М27	М30	М36	М42	М48	М52	М56	М60	М64
Площадь сеч по внутр диаметру резьбы* $f_б$, мм^2	52,2	76,2	144	225	324	430	520	760	1045	1380	1820	1960	2300	2600

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

Податливость зажимов для фланцев

$$y_э = \frac{\lambda_э}{n}, \tag{11.10}$$

где $\lambda_э$ - принимается по таблице 11.5 [24].

Таблица 11.5

Диаметр болта d, мм	Нагрузочная способность зажима B_1, кН при температуре, ^{0}С			Податливость зажима $\lambda_э \cdot 10^8$, м/Н при температуре, ^{0}С		
	-70–100	200	300	-70–100	200	300
М12	9,5	8,55	7,4	7,71	8,14	8,61
М16	18,0	16,2	14,0	7,05	7,44	7,88
М20	28,0	25,2	21,8	6,08	6,41	6,79
М24	40,0	36,0	31,2	2,28	2,41	2,55
М27	53,0	47,6	41,2	1,47	1,55	1,64

Эквивалентная толщина втулки для фланца, приварного встык.

$$s_э = \kappa(s_0 - c), \tag{11.11}$$

где $\kappa = 1 + (\beta - 1)\dfrac{x}{x + \dfrac{1+\beta}{4}}$; $\beta = \dfrac{(s_1 - c)}{(s_0 - c)}$; $x = \dfrac{l}{\sqrt{(D + 2c)(s_0 - c)}}$

Для остальных фланцев и приварного кольца $s_э = (s - c)$

Угловая податливость фланца и приварного кольца:

$$y_ф = \frac{[1 - \omega(1 + 0{,}9\lambda)]\psi_г}{E_ф^{20} h^3} \tag{11.12}$$

где $\omega = \dfrac{1}{1 + 0{,}9\lambda\left(1 + \psi_1 j^2\right)}$; $\lambda = \dfrac{h}{\sqrt{(D + 2c)s_э}}$; $j = \dfrac{h}{s_Э}$; $\psi_1 = 1{,}28 \lg \dfrac{D_н}{(D + 2c)}$; $\psi_г = \dfrac{D_н + (D + 2c)}{D_н - (D + 2c)}$.

Угловая податливость фланца со сферической неотбортованной (тип 6 таб.6.1) и эллиптической крышкой при $h_1 < \sqrt{Ds_1}$:

$$y_{кр} = \frac{[1 - \omega_1(1 + 1{,}285\lambda_1)]\psi_г}{E_ф^{20} h^3}, \tag{11.13}$$

где $\omega_1 = \dfrac{1}{1 + 1{,}285\lambda_1 + 1{,}274\lambda_1 \psi_1 j^2}$; $\lambda_1 = \dfrac{h}{(D + 2c)}\sqrt{\dfrac{(R_c + c)}{(s_1 - c)}}$.

Угловая податливость фланца с эллиптической крышкой при $h_1 \geq \sqrt{Ds_1}$ определяется по (11.12) при $s_э = s_1 - c$.

Угловая податливость фланца свободного на приварном кольце (рис.11.3):

$$y_к = \frac{1}{E_к^{20} h_к^3 \psi_к}, \tag{11 14}$$

где $\psi_к = 1{,}28 \lg \dfrac{D_{нк}}{D_к}$.

Угловая податливость фланца с плоской крышкой (рис.5.1):

$$y_{кр} = \frac{x_{кр}}{E_{кр}^{20} s_2^3}, \tag{11.15}$$

где $x_{кр} = \dfrac{0{,}67\left[K_{кр}^2\left(1 + 8{,}55 \lg K_{кр}\right) - 1\right]}{(K_{кр} - 1)\left[K_{кр}^2 - 1 + (1{,}857K_{кр}^2 + 1)\left(\dfrac{s_2}{s_3}\right)^3\right]}$; $K_{кр} = \dfrac{D_н}{D_{сп}}$;

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:
для фланцев, приварных встык, плоских и с зажимами

$$y_{фМ} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_б}{E_ф^{20} D_н h^3} \tag{11.16}$$

для приварного кольца

$$y_{фМ} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_s}{E_ф^{20} D_н h^3} \tag{11.17}$$

для фланца свободного на приварном кольце

$$y_{фс} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_б}{E_к^{20} D_{нк} h_к^3} \tag{11.18}$$

Плечи моментов:

- для фланцев, приварных встык и плоских:

$$b = 0{,}5(D_б - D_{сп});\ \ e = 0{,}5(D_{сп} - (D + 2c) - s_э) \tag{11.19}$$

- для фланцев свободных на приварных кольцах:

$$a = 0{,}5(D_б - D_s);\ b = 0{,}5(D_s - D_{сп});\ \ e = 0{,}5(D_{сп} - (D + 2c) - s_э), \tag{11.20}$$

где $D_s = 0{,}5(D_н + D_к + 2h_0)$.

- для фланцев под зажимы:

$$b = 0{,}5(D_н - 2R - D_{сп});\ \ e = 0{,}5(D_{сп} - (D + 2c) - s_э) \tag{11.21}$$

- для контактирующих фланцев:

$$a = 0{,}5(D_{сп1} - D_б);\ \ b = 0{,}5(D_б - D_{сп2});\ \ \ e = 0{,}5(D_{сп2} - (D + 2c) - s_э) \tag{11.22}$$

11.4. Коэффициенты жесткости фланцевого соединения

Фланцевое соединение, нагруженное внутренним давлением и внешней осевой силой.

Для фланцев, приварных встык, плоских и под зажимы·

$$\alpha = 1 - \frac{y_п - (y'_ф e' b' + y''_ф e'' b'')}{\eta}, \tag{11.23}$$

где для приварных встык и плоских фланцев $\eta = y_п + y_б + y'_ф b'^2 + y''_ф b''^2$;

для фланцев под зажимы $\eta = y_п + y_э + y'_ф b'^2 + y''_ф b''^2$.

Для фланцев со свободными кольцами: $\alpha = 1$.

Для фланцевого соединения с крышкой:

$$\alpha = 1 - \frac{y_п - (y_ф e + y_{кр} b) b}{\eta}, \tag{11.24}$$

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

Фланцевое соединение, нагруженное внешним изгибающим моментом:

$$\alpha_M = -(1 + \beta_M), \tag{11 25}$$

где для фланцев, приварных встык, плоских и под зажимы:

$$\beta_M = \frac{y'_{фM} b\, e' \left(1 - \frac{e'}{D_{сп}}\right) + y''_{фM} b e'' \left(1 - \frac{e''}{D_{сп}}\right) - y_п \left(\frac{D_б}{D_{сп}}\right)^2}{y_б + y_п \left(\frac{D_б}{D_{сп}}\right)^2 + y'_{фM} b'^2 + y''_{фM} b''^2}, \tag{11.26}$$

для фланцев свободных на приварных кольцах:

$$\beta_M = \frac{y'_{\phi M} be' \left(1 - \frac{e'}{D_{cn}}\right) + y''_{\phi M} be'' \left(1 - \frac{e''}{D_{cn}}\right) - y_n \left(\frac{D_б}{D_{cn}}\right)^2}{y_б + y_n \left(\frac{D_б}{D_{cn}}\right)^2 + y'_{\phi c} a'^2 + y''_{\phi c} a''^2 + y'_{\phi M} b'^2 + y''_{\phi M} b''^2} \qquad (11.27)$$

Коэффициенты для фланцев с контактирующими фланцами.

$$\alpha_1 = \frac{1}{\eta_2}\left[y_{n2} a (y'_\phi (a + b + e') + y''_\phi (a + b + e'')) + y_{n1}\left(y_{n2} - b(y'_\phi e' + y''_\phi e'')\right)\right], \qquad (11\ 28)$$

где $\eta_2 = y_{n1}\left(y_б + y_{n2} + (y'_\phi + y''_\phi) b^2\right) + y_{n2}\left(y_б + (y'_\phi + y''_\phi) a^2\right) + y_б (y'_\phi + y''_\phi)(a + b)^2$.

$$\alpha_2 = \frac{1}{\eta_2}\left[y_б (a + b)\left((y'_\phi (a + b + e') + y''_\phi (a + b + e'')\right) + y_{n1}\left(y_б + b(y'_\phi (b + e') + y''_\phi (b + e''))\right)\right] \qquad (11.29)$$

$$\eta_1 = \frac{y_{n1} + (y'_\phi + y''_\phi) a (a + b)}{y_{n1} + y_{n2} + (y'_\phi + y''_\phi)(a + b)^2} \qquad (11.30)$$

$$\lambda_1 = \frac{h'}{E'_\phi \left(D'_н - D'\right)} + \frac{h''}{E''_\phi \left(D''_н - D''\right)} + \frac{h_n}{2E_n (b_{n1} + b_{n2})} \qquad (11.31)$$

$$\rho_1 = \left(\frac{\pi D_б}{n}\right)^4 \frac{192}{\left(D'_н - D'\right) E'_\phi (h')^3 + \left(D''_н - D''\right) E''_\phi (h'')^3} \qquad (11.32)$$

$$j_1 = \frac{\frac{\lambda_1}{\rho_1} + 0{,}0106}{\frac{\lambda_1}{\rho_1} + 0{,}0019} \qquad (11.33) \qquad K_1 = \frac{\frac{\lambda_1}{\rho_1} - 0{,}0024}{\frac{\lambda_1}{\rho_1} + 0{,}0019} \qquad (11.34)$$

$$\varepsilon = \Delta t_1 b + \Delta t_2 a - \Delta t_б (a + b) \qquad (11.35) \qquad \gamma = \Delta t_2 - \Delta t_б, \qquad (11.36)$$

где $\Delta t_б = \alpha_б t_б l_{60}$.

Для фланцев по рис.11.5,а

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = (\alpha'_\phi h' + \alpha''_\phi h'') t_\phi \qquad (11.37)$$

Для фланцев по рис.11.1,б

$$\Delta t_1 = (\alpha'_\phi (h' + h'_1) + \alpha''_\phi (h'' + h''_1)) t_\phi \qquad (11.38)$$

$$\Delta t_2 = (\alpha'_\phi (h' + s'_э) + \alpha''_\phi (h'' + s''_э)) t_\phi \qquad (11\ 39)$$

11.5. Нагрузки, действующие на болты (шпильки)

Равнодействующая внутреннего давления:

$$Q_\partial = p\frac{\pi D_{cn}^2}{4} \tag{11.40}$$

для контактирующих фланцев

$$Q_\partial = p\frac{\pi D_{cn2}^2}{4} \tag{11.41}$$

Реакция прокладки в рабочих условиях:

$$R_n = \pi D_{cn} b_0 m|p| \tag{11.42}$$

Нагрузка от температурных деформаций:
в соединении приварных встык и плоских фланцах (рис 11.1, 11.2):

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}\left(\alpha_\phi^{/} h^{/} t_\phi + \alpha_\phi^{/} h^{//} t_\phi - \alpha_б l_{б0} t_б\right), \tag{11.43}$$

где $\eta_t = y_n + y_б\frac{E_б^{20}}{E_б} + \left(y_\phi^{/}\frac{E_\phi^{/20}}{E_\phi^{/}} + y_\phi^{//}\frac{E_\phi^{//20}}{E_\phi^{//}}\right)b^2$;

в соединении фланцев свободных на приварных кольцах (рис.11.3):

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}\left((\alpha_\phi^{/} h^{/} + \alpha_\phi^{//} h^{//})t_\phi + (\alpha_k^{/} h_k^{/} + \alpha_k^{//} h_k^{//})t_к - \alpha_б l_{б0} t_б\right), \tag{11.44}$$

где $\eta_t = y_n + y_б\frac{E_б^{20}}{E_б} + y_k^{/}\frac{E_к^{/20}}{E_к^{/}}a^{/2} + y_k^{//}\frac{E_к^{//20}}{E_к^{//}}a^{//2} + y_\phi^{/}\frac{E_\phi^{/20}}{E_\phi^{/}}b^{/2} + y_\phi^{//}\frac{E_\phi^{//20}}{E_\phi^{//}}b^{//2}$;

в соединении фланцев под зажимы (рис 11.4):

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}\left(\alpha_\phi^{/}\left(h^{/} + h_1^{/}\right)t_\phi + \alpha_\phi^{//}\left(h^{//} + h_1^{//}\right)t_\phi + (\alpha_з^{/} h_2^{/} + \alpha_з^{//} h_2^{//})t_б - \alpha_б l_{б0} t_б\right), \tag{11.45}$$

где $\eta_t = y_n + y_з\frac{\lambda_з^{20}}{\lambda_з} + y_\phi^{/}\frac{E_\phi^{/20}}{E_\phi^{/}}b^{/2} + y_\phi^{//}\frac{E_\phi^{//20}}{E_\phi^{//}}b^{//2}$;

в соединении контактирующих фланцев (рис.11.5):

$$Q_{tб} = \frac{\varepsilon\left[y_{n2} + (y_\phi^{/} + y_\phi^{//})b(a+b)\right] + \gamma\left(by_{n1} - ay_{n2}\right)}{b\eta_2}, \tag{11 46}$$

$$Q_{tc} = \frac{\varepsilon\left[(y_\phi^{/} + y_\phi^{//})ab - y_б\right] + \gamma\left(y_б(a+b) + by_{n1}\right)}{b\eta_2}; \tag{11.47}$$

в соединении с крышкой:

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}\left(\alpha_\phi h t_\phi + \alpha_{кр} h_{кр} t_\phi - \alpha_б l_{б0} t_б\right), \tag{11.48}$$

где $\eta_t = y_n + y_б\frac{E_б^{20}}{E_б} + \left(y_\phi\frac{E_\phi^{20}}{E_\phi} + y_{кр}\frac{E_{кр}^{20}}{E_{кр}}\right)b^2$;

$\alpha_ф$, $\alpha_к$, $\alpha_{кр}$, $E_ф$, $E_к$, $E_{кр}$ определяются по Приложению №2;.

$\alpha_б$, $E_б$ определяется Приложению №3.

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

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

$$P_б = \max\begin{Bmatrix} \alpha(Q_д + F) + R_п - Q_t + \left|\dfrac{4\alpha_м M}{D_{сп}}\right| \\ 0{,}5\pi\, D_{сп} b_0 q_{обж} \\ 0{,}4[\sigma]_б^{20} n f_б \\ 0{,}4 B_1 n \end{Bmatrix}, \qquad (11.49)$$

где $F < 0$, если усилие сжимающее;

при $\alpha < 1$ в 11.49 и 11.51 принимается $\alpha = 1$;

при определении $P_б$ нагрузка от температурных деформаций Q_t учитывается только при $Q_t < 0$;

B_1 используется в соединении фланцев под зажимы и принимается по таблице 11.5.

Для соединения с контактирующими фланцами:

$$P_б = \max\begin{Bmatrix} \alpha_2\left(Q_д + \dfrac{4M}{D_{сп2}} + F\right) + \pi(D_{сп1} b_{01} + D_{сп2} b_{02}) m|p| - Q_{tc} \\ 0{,}5\pi(D_{сп1} b_{01} + D_{сп2} b_{02}) q_{обж} \\ 0{,}4[\sigma]_б^{20} n f_б \end{Bmatrix}, \qquad (11.50)$$

Приращение нагрузки в болтах (шпильках) в рабочих условиях:

$$\Delta P_б = (1-\alpha)(Q_д + F) + Q_t + \frac{4\beta_м M}{D_{сп}} \qquad (11.51)$$

для соединения с контактирующими фланцами

$$\Delta P_б = \alpha_1(Q_д + \frac{4M}{D_{сп2}} + F) + Q_{tб} \qquad (11.52)$$

Реакция контактных поясов прокладки в рабочих условиях для соединения с контактирующими фланцами:

$$R_2 = \eta_1 P_б - \alpha_2\left(Q_д + \frac{4M}{D_{сп2}} + F\right) + Q_{tc} \qquad (11.53)$$

$$R_1 = P_б + \Delta P_б - R_2 - \left(Q_д + \frac{4M}{D_{сп2}} + F\right) \qquad (11.54)$$

Расчет нагрузок, действующих на болты (шпильки) в условиях испытаний проводится для давления, сил и моментов, действующих в условиях испытаний, при этом нагрузка от температурных деформаций $Q_t = 0$.

11.6. Расчет болтов (шпилек)

Условия прочности болтов (шпилек) для фланцев приварных встык, плоских и фланцев со свободными кольцами:

$$\sigma_{б1} = \frac{P_б}{nf_б} \le \xi \left[\sigma\right]_б^{20} \tag{11.55}$$

$$\sigma_{б2} = \frac{P_б + \Delta P_б}{nf_б} \le \left[\sigma\right]_б, \tag{11.56}$$

где $\varsigma = 1{,}1 \div 1{,}2$;

для фланцев под зажимы:

$$\sigma_{б1} = \frac{1{,}25P_б}{nf_б} \le \xi \left[\sigma\right]_б^{20} \tag{11 57}$$

$$\sigma_{б2} = \frac{1{,}25\left(P_б + \Delta P_б\right)}{nf_б} \le \left[\sigma\right]_б \tag{11.58}$$

для контактирующих фланцев

$$\sigma_{б1} = \frac{P_б}{nf_б} \le 1{,}25\xi \left[\sigma\right]_б^{20} \tag{11 59}$$

$$\sigma_{б2} = \frac{P_б + \Delta P_б}{nf_б} \le 1{,}25\left[\sigma\right]_б \tag{11.60}$$

11.7. Расчет прокладок

Условие допускаемого давления, действующего на мягкие прокладки:

$$q = \frac{P_б}{\pi\, D_{сп} b_п} \le \left[q\right] \tag{11.61}$$

для соединения с контактирующими фланцами:

$$q = \frac{R_1}{\pi\, D_{сп1} b_{п1}} J_1 \le \left[q\right] \tag{11.62}$$

Условие герметичности для соединения с контактирующими фланцами:

$$\frac{R_2}{\pi\, D_{сп2} b_{п2}} K_1 \ge m\left|p\right| \tag{11.63}$$

11.8. Расчет фланцев

Угол поворота фланца (приварного кольца) при затяжке:

$$\theta = M_{01}\frac{\left[1-\omega(1+0{,}9\lambda)\right]\psi_2}{E_\phi^{20}h^3}, \qquad (11.64)$$

где $M_{01} = P_б b$

Приращение угла поворота фланца (приварного кольца):

$$\Delta\theta = \Delta M_{01}\frac{\left[1-\omega(1+0{,}9\lambda)\right]\psi_2}{E_\phi h^3}, \qquad (11.65)$$

где $\Delta M_{01} = \Delta P_б b + \left(Q_д + \frac{4M}{D_{сп}} + F\right)e$.

Максимальный изгибающий момент для соединения с контактирующими фланцами:

$$M_{01} = \max\left\{\begin{array}{l}\eta_1 P_б b - (1-\eta_1)P_б a + \left(\frac{4M}{D_{сп2}} + F\right)(b+e) \\ \left[R_2 b - R_1 a + \left(Q_д + \frac{4M}{D_{сп2}} + F\right)(b+e)\right]\frac{[\sigma]_\phi^{20}}{[\sigma]_\phi}\end{array}\right\} \qquad (11.66)$$

11.8.1. Фланцы приварные встык

Осевые напряжения при затяжке в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях:

- в сечении s_1

$$\sigma_{11} = \sigma_1; \qquad \sigma_{12} = -\sigma_1, \qquad (11\,67)$$

где $\sigma_1 = \frac{T\varpi M_{01}}{D^*(s_1-c)^2}$, $T = \frac{\left(\frac{D_н}{(D+2c)}\right)^2\left[1+8{,}55\lg\left(\frac{D_н}{(D+2c)}\right)\right]-1}{\left[1{,}05+1{,}945\left(\frac{D_н}{(D+2c)}\right)^2\right]\left(\frac{D_н}{(D+2c)}-1\right)}$;

$D^* = (D+2c)$ при $(D+2c) \geq 20(s_1-c)$;

$D^* = D+c+s_0$ при $(D+2c) < 20(s_1-c)$ и $f > 1$,

$D^* = D+c+s_1$ при $(D+2c) < 20(s_1-c)$ и $f = 1$,

где f определяется по (46) приложения 6;

- в сечении s_0

$$\sigma_{21} = f\sigma_1; \qquad \sigma_{22} = -f\sigma_1. \qquad (11.68)$$

Приращения осевых напряжений в обечайке (втулке):

в сечении s_1

$$\Delta\sigma_{11} = \Delta\sigma_M + \Delta\sigma_1; \qquad \Delta\sigma_{12} = \Delta\sigma_M - \Delta\sigma_1, \qquad (11.69)$$

где $\Delta\sigma_M = \dfrac{Q_\partial + \dfrac{4M}{D_{cn}} + F}{\pi\,(D+2c)(s_1-c)}$; $\Delta\sigma_1 = \dfrac{T\varpi\,\Delta M_{01}}{D^*(s_1-c)^2}$;

- в сечении s_0

$$\Delta\sigma_{21} = \Delta\sigma_M + f\Delta\sigma_1; \qquad \Delta\sigma_{22} = \Delta\sigma_M - f\Delta\sigma_1, \tag{11.70}$$

где $\Delta\sigma_M = \dfrac{Q_\partial + \dfrac{4M}{D_{cn}} + F}{\pi\,(D+2c)(s_0-c)}$.

Окружные напряжения в обечайке (втулке)

- в сечении s_1

$$\sigma_{13} = \frac{E^{20}h\theta}{(D+2c)} + 0{,}3\sigma_1; \qquad \sigma_{14} = \frac{E^{20}h\theta}{(D+2c)} - 0{,}3\sigma_1; \tag{11.71}$$

- в сечении s_0

$$\sigma_{23} = 0{,}3f\sigma_1; \qquad \sigma_{24} = -0{,}3f\sigma_1. \tag{11.72}$$

Приращения окружных напряжений в обечайке (втулке):

- в сечении s_1

$$\Delta\sigma_{13} = \frac{Eh\Delta\theta}{(D+2c)} + \frac{p(D+2c)}{D_в-(D+2c)} + 0{,}3\Delta\sigma_1; \quad \Delta\sigma_{14} = \frac{Eh\Delta\theta}{(D+2c)} + \frac{p(D+2c)}{D_в-(D+2c)} - 0{,}3\Delta\sigma_1; \tag{11.73}$$

- в сечении s_0

$$\Delta\sigma_{23} = \frac{p(D+2c)}{2(s_0-c)} + 0{,}3f\Delta\sigma_1; \qquad \Delta\sigma_{24} = \frac{p(D+2c)}{2(s_0-c)} - 0{,}3f\Delta\sigma_1. \tag{11 74}$$

Условие прочности при расчете статической прочности в сечении s_1:

- при затяжке

$$\sigma_{s1} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{\sigma_{11}^2+\sigma_{13}^2-\sigma_{11}\sigma_{13}}\\ \sqrt{\sigma_{12}^2+\sigma_{14}^2-\sigma_{12}\sigma_{14}}\end{matrix}\right\} \le 1{,}5[\sigma]_\phi^{20} \tag{11.75}$$

- в рабочих условиях

$$\sigma_{s1} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{(\sigma_{11}+\Delta\sigma_{11})^2+(\sigma_{13}+\Delta\sigma_{13})^2-(\sigma_{11}+\Delta\sigma_{11})(\sigma_{13}+\Delta\sigma_{13})}\\ \sqrt{(\sigma_{12}+\Delta\sigma_{12})^2+(\sigma_{14}+\Delta\sigma_{14})^2-(\sigma_{12}+\Delta\sigma_{12})(\sigma_{14}+\Delta\sigma_{14})}\end{matrix}\right\} \le 1{,}5[\sigma]_\phi \tag{11.76}$$

- в условиях испытаний:

$$\sigma_{s1} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{(\sigma_{11}+\Delta\sigma_{11})^2+(\sigma_{13}+\Delta\sigma_{13})^2-(\sigma_{11}+\Delta\sigma_{11})(\sigma_{13}+\Delta\sigma_{13})}\\ \sqrt{(\sigma_{12}+\Delta\sigma_{12})^2+(\sigma_{14}+\Delta\sigma_{14})^2-(\sigma_{12}+\Delta\sigma_{12})(\sigma_{14}+\Delta\sigma_{14})}\end{matrix}\right\} \le 2{,}0[\sigma]_\phi^{20} \tag{11.77}$$

Условие прочности в сечении s_0:

- при затяжке

$$\sigma_{s0} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{\sigma_{21}^2 + \sigma_{23}^2 - \sigma_{21}\sigma_{23}} \\ \sqrt{\sigma_{22}^2 + \sigma_{24}^2 - \sigma_{22}\sigma_{24}}\end{matrix}\right\} \le \min\left\{\begin{matrix}\left(4{,}5 - 2{,}0\dfrac{R_{e\phi}^{20}}{R_{m\phi}^{20}}\right)[\sigma]_{\phi}^{20}; \\ \left(4{,}5 - 2{,}0\dfrac{R_{eш}^{20}}{R_{mш}^{20}}\right)[\sigma]_{ш}^{20}\end{matrix}\right\} \qquad (11.78)$$

- в рабочих условиях

$$\sigma_{s0} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{(\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})^2 + (\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})^2 - (\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})(\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})} \\ \sqrt{(\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})^2 + (\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})^2 - (\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})(\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})}\end{matrix}\right\} \le \min\left\{\begin{matrix}\left(4{,}5 - 2{,}0\dfrac{R_{e\phi}}{R_{m\phi}}\right)[\sigma]_{\phi}; \\ \left(4{,}5 - 2{,}0\dfrac{R_{eш}}{R_{mш}}\right)[\sigma]_{ш}\end{matrix}\right\} \qquad (11.79)$$

- в условиях испытаний

$$\sigma_{s0} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{(\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})^2 + (\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})^2 - (\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})(\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})} \\ \sqrt{(\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})^2 + (\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})^2 - (\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})(\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})}\end{matrix}\right\} \le \min\left\{\begin{matrix}\left(6{,}0 - 2{,}7\dfrac{R_{e\phi}^{20}}{R_{m\phi}^{20}}\right)[\sigma]_{\phi}^{20}; \\ \left(6{,}0 - 2{,}7\dfrac{R_{eш}^{20}}{R_{mш}^{20}}\right)[\sigma]_{ш}^{20}\end{matrix}\right\} \qquad (11.80)$$

11.8.2. *Фланцы плоские приварные, под зажимы и приварные кольца*

Осевые напряжения при затяжке в обечайке на наружной и внутренней поверхности:

$$\sigma_{21} = \sigma_1; \qquad \sigma_{22} = -\sigma_1, \qquad (11.81)$$

где $\sigma_1 = \dfrac{T\varpi\, M_{01}}{(D+2c)(s-c)^2}$.

Приращения осевых напряжений.

$$\Delta\sigma_{21} = \Delta\sigma_M + \Delta\sigma_1; \qquad \Delta\sigma_{22} = \Delta\sigma_M - \Delta\sigma_1, \qquad (11.82)$$

где $\Delta\sigma_M = \dfrac{Q_\partial + \dfrac{4M}{D_{cn}} + F}{\pi\,(D+2c)(s-c)}$; $\quad \Delta\sigma_1 = \dfrac{T\varpi\,\Delta M_{01}}{D^*(s-c)^2}$.

Окружные напряжения в обечайке (втулке):

$$\sigma_{23} = 0{,}3\sigma_1; \qquad \sigma_{24} = -0{,}3\sigma_1 \qquad (11.83)$$

Приращения окружных напряжений:

$$\Delta\sigma_{23} = \frac{p(D+2c)}{2(s-c)} + 0{,}3\Delta\sigma_1; \qquad \Delta\sigma_{24} = \frac{p(D+2c)}{2(s-c)} - 0{,}3\Delta\sigma_1 \qquad (11.84)$$

Условие прочности при расчете статической прочности при затяжке в рабочих условиях и условиях испытаний проверяется по формулам (11.78), (11.79) и (11.80) соответственно.

11.8.3. Фланцы свободные на приварных кольцах

Угол поворота фланца свободного:

$$\theta_к = \frac{P_б a}{E_к^{20} h_к^3 \psi_к} + \frac{\Delta P_б a}{E_к h_к^3 \psi_к} \tag{11.85}$$

Кольцевое напряжение:

$$\sigma_к = \frac{E_к h_к \theta_к}{D_к} \tag{11.86}$$

Условие выполнения прочности:
- в рабочих условиях

$$\sigma_к \le 1{,}5[\sigma]_k \tag{11.87}$$

- в условиях испытаний

$$\sigma_к \le 1{,}5[\sigma]_k^{20} \tag{11.88}$$

11.8.4. Фланцы контактирующие

Осевое напряжение в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхности в рабочих условиях и условиях испытаний:

$$\sigma_{21} = \frac{Q_д + \dfrac{4M}{D_{сп2}} + F}{\pi (D+2c)(s-c)} + \frac{T\omega M_{01}}{(D+2c)(s-c)^2}$$

$$\sigma_{22} = \frac{Q_д + \dfrac{4M}{D_{сп2}} + F}{\pi (D+2c)(s-c)} - \frac{T\omega M_{01}}{(D+2c)(s-c)^2} \tag{11.89}$$

Окружное напряжение в обечайке (втулке)·

$$\sigma_{23} = \frac{p(D+2c)}{2(s-c)} + 0{,}3\frac{T\omega M_{01}}{(D+2c)(s-c)^2}$$

$$\sigma_{24} = \frac{p(D+2c)}{2(s-c)} - 0{,}3\frac{T\omega M_{01}}{(D+2c)(s-c)^2} \tag{11.90}$$

Условие прочности:
- в рабочих условиях

$$\sigma_{s0} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{\sigma_{21}^2 + \sigma_{23}^2 - \sigma_{21}\sigma_{23}} \\ \sqrt{\sigma_{22}^2 + \sigma_{24}^2 - \sigma_{22}\sigma_{24}}\end{matrix}\right\} \le \min\left\{\begin{matrix}\left(4{,}5 - 2{,}0\dfrac{R_{eф}}{R_{mф}}\right)[\sigma]_ф; \\ \left(4{,}5 - 2{,}0\dfrac{R_{eш}}{R_{mш}}\right)[\sigma]_ш\end{matrix}\right\} \tag{11.91}$$

- в условиях испытаний

$$\sigma_{s0} = \max\left\{\begin{matrix}\sqrt{\sigma_{21}^2+\sigma_{23}^2-\sigma_{21}\sigma_{23}}\\ \sqrt{\sigma_{22}^2+\sigma_{24}^2-\sigma_{22}\sigma_{24}}\end{matrix}\right\} \le \min\left\{\begin{matrix}\left(6{,}0-2{,}7\dfrac{R_{e\phi}^{20}}{R_{m\phi}^{20}}\right)[\sigma]_{\phi}^{20};\\ \left(6{,}0-2{,}7\dfrac{R_{eш}^{20}}{R_{mш}^{20}}\right)[\sigma]_{ш}^{20}\end{matrix}\right\} \quad (11.92)$$

11.9. Жесткость фланцев

Условие выполнения жесткости фланцев:

$$|\theta+\Delta\theta| \le [\theta] \quad (11.93)$$

где допускаемый угол поворота для фланцев приварных встык

- для рабочих условий: $[\theta]=0{,}009$ при $D \le 2000 мм$;
  $[\theta]=0{,}013$ при $D > 2000 мм$;

- для условий испытаний: $[\theta]=0{,}011$ при $D \le 2000 мм$;
  $[\theta]=0{,}015$ при $D > 2000 мм$;

для фланцев плоских приварных, под зажимы и приварных колец.

- для рабочих условий $[\theta]=0{,}013$;
- для условий испытаний $[\theta]=0{,}017$.

12. Прочность и герметичность фланцевых соединений арматуры и трубопроводов

Прочность и жесткость фланцевого соединения оценивается соответственно по приложениям 2 и S ASME VIII-1 [13]. При этом нагрузки, действующие на элементы фланцевого соединения, помимо давления учитывают внешние усилия и моменты, а также нагрузки от температурных деформаций, принятые по аналогии с [5]. Также по [5] проверяется прочность мягких прокладок. Эффективная ширина прокладки определяется как в [5] (в 2 раза больше, чем при определении по [13]), что учитывается при определении реакции прокладки и нагрузки на болты.

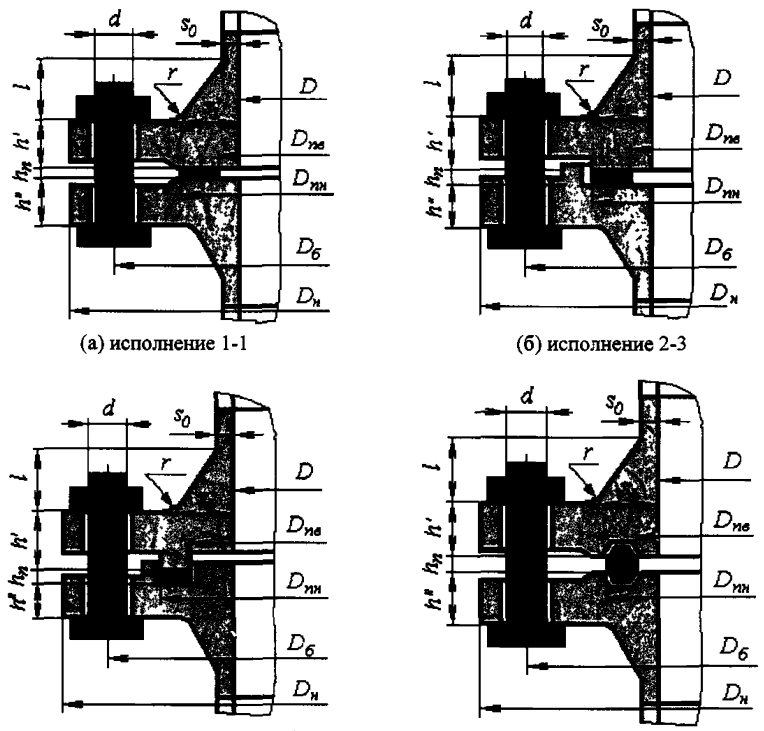
Расчет фланцевых соединений проводится для четырех случаев нагружения:

- расчет в рабочих условиях от давления и внешних усилий $(Q_t = 0)$;
- расчет в рабочих условиях с учетом температурной нагрузки,
- расчет в условиях монтажа;
- расчет в условиях испытаний.

При выполнении условия (11.1) расчет прочности и жесткости фланцевых соединений арматуры и трубопроводов допускается проводить по п.11

12.1. Расчетные схемы

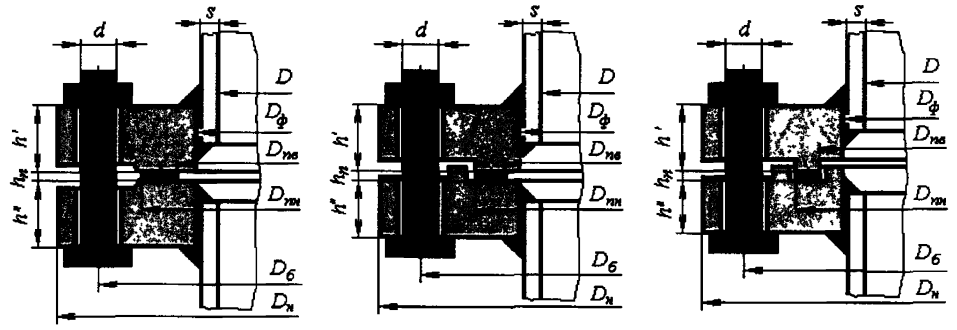
На рис.12.1.-12.3. представлены фланцевые соединения с исполнением уплотнительных поверхностей фланцев по ГОСТ 12815-80.



(а) исполнение 1-1 (б) исполнение 2-3

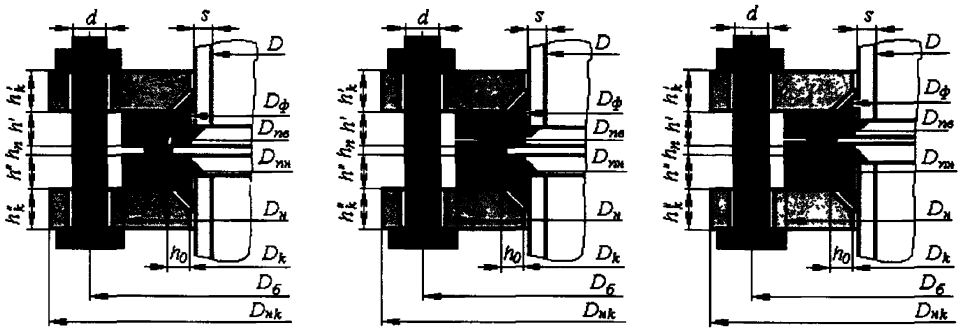
(в) исполнение 4-5 (8-9) (г) исполнение 7-7

Рис.12.1. Фланцы, приварные встык по ГОСТ 12821-80



(а) исполнение 1-1 (б) исполнение 2-3 (в) исполнение 4-5 (8-9)

Рис.12.2. Плоские приварные фланцы по ГОСТ 12820-80



(а) исполнение 1-1 (б) исполнение 2-3 (в) исполнение 4-5 (8-9)

Рис 12.3. Фланцы свободные на приварных кольцах по ГОСТ 12822-80

Возможно применение соединений с разными (по материалам или размерам) фланцами, т.к. расчет производится для каждого фланца.

Плоские приварные фланцы могут быть рассчитаны как без учета присоединяемой стенки штуцера, арматуры или трубы (далее **свободного типа**), так и с ее учетом (далее **интегрального типа**). Во втором случае, в отличие от схем рис.12.2, соединение фланцев со стенкой осуществляется в соответствии с рис.12 4.

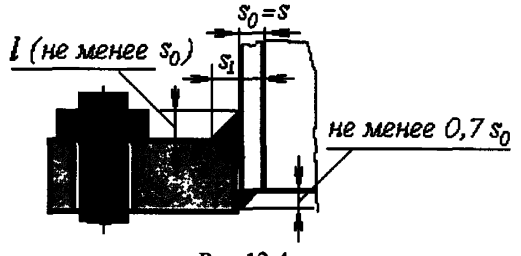


Рис.12.4.

Расчетные температуры элементов фланцевого соединения определяется по табл.11.1. Характеристики прокладки m, $q_{обж}$, K, $E_п$ принимаются по таблице 11.2.

12.2. Допускаемые напряжения

При расчете фланцевых соединений величины допускаемых напряжений для материалов фланца и приварного кольца $[\sigma]_\phi$, фланца свободного на приварном кольце $[\sigma]_k$, а также сопрягаемой обечайки (штуцера) $[\sigma]_ш$ в рабочих условиях (при рабочей температуре) и условиях монтажа (при t=20^{0}С) определяются как [14]:

а) если расчетная температура из углеродистых сталей не превышает 380^{0}С, низколегированных сталей 420^{0}С, аустенитных сталей 525^{0}С

$$[\sigma] = \min\left(\frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m^{20}}{3,5}; \frac{1,1R_m}{3,5}\right); \tag{12.1}$$

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

$$[\sigma] = \min\left(\frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m^{20}}{3,5}; \frac{1,1R_m}{3,5}; \frac{R_{m/10^5}}{1,25}; \frac{R_{p1,0/10^5}}{1,0}\right) \tag{12.1а}$$

Допускаемые напряжения в условиях испытаний:

$$[\sigma]_u^{20} = \frac{R_e^{20} \text{ или } R_{p0,2}^{20}}{1,1} \tag{12.2}$$

Механические свойства материалов патрубков; фланцев и колец принимаются по приложению 2 [1] или другой нормативной документации при расчетной температуре.

Допускаемые напряжения для материалов болтов (шпилек) $[\sigma]_б$ в рабочих условиях (при рабочей температуре) и условиях монтажа (при t=20^{0}С) определяются как [14]:

а) если расчетная температура для болтов из углеродистых сталей не превышает 380^{0}С, низколегированных сталей 420^{0}С, аустенитных сталей 525^{0}С

$$[\sigma]_б = \min\left\{\frac{R_e^{20} \text{ или } R_{p0,2}^{20}}{4}; \frac{R_m^{20}}{5}; \frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{1,5}; \frac{1,1R_m}{4}\right\}; \tag{12.3}$$

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

$$[\sigma]_б = \min\left\{\frac{R_e^{20} \text{ или } R_{p0,2}^{20}}{4}; \frac{R_m^{20}}{5}; \frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{1,5}; \frac{1,1R_m}{4}; \frac{R_{m/10^5}}{1,25}; \frac{R_{p1,0/10^5}}{1,0}\right\} \tag{12.3а}$$

Допускаемые напряжения в условиях испытаний:

$$[\sigma]_{бu}^{20} = \frac{R_e^{20} \text{ или } R_{p0,2}^{20}}{3,0} \tag{12.4}$$

Механические свойства для болтов арматурных фланцевых соединений приведены в приложении 7 [10].

12.3. *Расчет вспомогательных величин*

Эффективная ширина прокладки, мм:

а) для плоских прокладок

$$b_0 = \frac{D_{пн} - D_{пв}}{2} \quad \text{при} \quad \frac{D_{пн} - D_{пв}}{2} \le 12{,}7 \text{ мм};$$

$$b_0 = 3{,}56\sqrt{\frac{D_{пн} - D_{пв}}{2}} \quad \text{при} \quad \frac{D_{пн} - D_{пв}}{2} > 12{,}7 \text{ мм}; \qquad (12.5)$$

б) для прокладок овального или восьмигранного сечения

$$b_0 = 0{,}25\frac{D_{пн} - D_{пв}}{2} \qquad (12.6)$$

Средний эффективный диаметр прокладки:

а) для плоских прокладок

$$D_{сп} = D_{пн} - b_0; \qquad (12.7)$$

б) для прокладок овального или восьмигранного сечения

$$D_{сп} = \frac{D_{пн} + D_{пв}}{2} \qquad (12.8)$$

Податливость прокладки:

$$y_п = \frac{h_п K}{E_п \pi D_{сп} b_0} \qquad (12.9)$$

Для металлических и асбометаллических прокладок $y_п = 0$.

Податливость болтов (шпилек) для фланцев:

$$y_б = \frac{L_б}{E_б^{20} f_б n}, \qquad (12.10)$$

где $L_б = L_{б0} + 0{,}28d$ - для болта; $L_б = L_{б0} + 0{,}56d$ - для шпильки; $f_б$ - принимается по таблице 11.4.

Эквивалентная толщина втулки для фланца приварного встык:

$$s_э = \kappa(s_0 - c), \qquad (12.11)$$

где $\kappa = 1 + (\beta - 1)\dfrac{x}{x + \dfrac{1+\beta}{4}}$; $\beta = \dfrac{(s_1 - c)}{(s_0 - c)}$; $x = \dfrac{l}{\sqrt{(D + 2c)(s_0 - c)}}$.

Для плоского приварного интегрального типа и приварного кольца (рис.12.3) $s_э = s_0 - c$.

Угловая податливость фланца приварного встык, плоского приварного интегрального типа и приварного кольца:

$$y_ф = \frac{\left[1 - \omega(1 + 0{,}9\lambda)\right]\psi_г}{E_ф^{20} h^3}, \qquad (12.12)$$

где $\omega = \dfrac{1}{1 + 0{,}9\lambda\left(1 + \psi_1 j^2\right)}$; $j = \dfrac{h}{s_э}$; $\psi_1 = 1{,}28 \lg \dfrac{D_н}{(D + 2c)}$; $\lambda = \dfrac{h}{\sqrt{(D + 2c)s_э}}$;

$\psi_г = \dfrac{D_н + (D + 2c)}{D_н - (D + 2c)}$.

Угловая податливость плоского приварного фланца свободного типа:

$$y_\phi = \frac{1}{E_\phi h^3 \psi_1}, \qquad (12.13)$$

где $\psi_1 = 1{,}28 \lg \frac{D_н}{D_\phi}$;

Угловая податливость фланца свободного на приварном кольце:

$$y_k = \frac{1}{E_к^{20} h_к^3 \psi_к}, \qquad (12.14)$$

где $\psi_к = 1{,}28 \lg \frac{D_{нк}}{D_к}$.

Угловая податливость фланца со сферической неотбортованной крышкой (таб.6.1, тип.6):

$$y_{крс} = \frac{\left[1 - \omega_1 (1 + 1{,}285 \lambda_1)\right] \psi_г}{E_\phi^{20} h^3}, \qquad (12.15)$$

где $\omega_1 = \frac{1}{1 + 1{,}285 \lambda_1 + 1{,}274 \lambda_1 \psi_1 j^2}$; $\lambda_1 = \frac{h}{(D + 2c)} \sqrt{\frac{R_s}{(s_0 - c)}}$.

Угловая податливость плоской крышки (рис.5.1.):

$$y_{кр} = \frac{x_{кр}}{E_{кр}^{20} s_2^3}, \qquad (12.16)$$

где $x_{кр} = \frac{0{,}67\left[K_{кр}^2 \left(1 + 8{,}55 \lg K_{кр}\right) - 1\right]}{(K_{кр} - 1)\left[K_{кр}^2 - 1 + (1{,}857 K_{кр}^2 + 1)\left(\frac{s_2}{s_3}\right)^3\right]}$; $K_{кр} = \frac{D_н}{D_{сп}}$;

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

для фланцев приварных встык и плоских приварных как интегрального типа, так и свободного

$$y_{\phi M} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_б}{E_\phi^{20} D_н h^3}; \qquad (12.17)$$

для приварного кольца

$$y_{\phi M} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_s}{E_\phi^{20} D_н h^3}, \qquad (12.18)$$

где $D_s = 0{,}5(D_н + D_к + 2h_0)$;

для фланца свободного на приварном кольце

$$y_{\phi c} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_б}{E_к^{20} D_{нк} h_к^3}. \qquad (12.19)$$

Плечи моментов:

для фланцев, приварных встык и плоских интегрального типа

$$b = 0{,}5(D_б - D_{сп}); \quad e = 0{,}5(D_{сп} - (D + 2c) - s_э); \qquad (12.20)$$

для плоских приварных фланцев свободного типа

$$b = 0{,}5(D_б - D_{сп}); \; e = 0{,}5(D_{сп} - (D_\phi + 2c) - s_э); \qquad (12.21)$$

для фланцев свободных на приварных кольцах

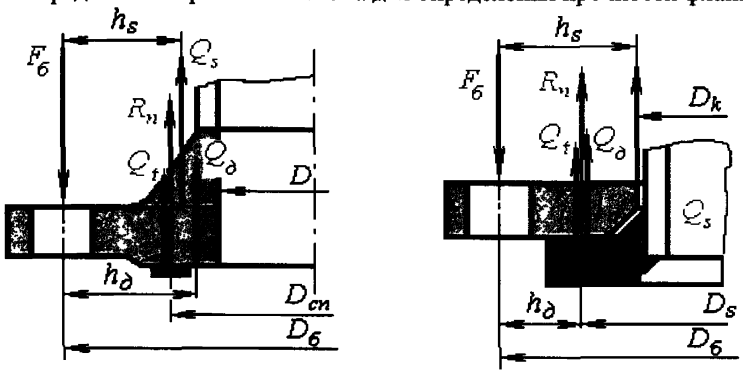
$$a = 0{,}5(D_б - D_s); \; b = 0{,}5(D_s - D_{сп}); e = 0{,}5(D_{сп} - (D + 2c) - s_э); D_s = 0{,}5(D_н + D_к + 2h_0) \qquad (12.22)$$

12.4. Коэффициенты жесткости фланцевого соединения

Коэффициенты жесткости фланцевых соединений, нагруженных давлением, а также внешней осевой силой и изгибающим моментом, определяются по формулам для фланцевых соединений сосудов и аппаратов (п.11.4)

12.5. Нагрузки, действующие на болты (шпильки)

На рис.12 5. представлена расчетная схема для определения прочности фланца.



а б

Рис.12.5. Нагрузки, действующие на фланец

а – приварной встык и плоский приварной интегрального типа, б – свободный на приварном кольце

Для соединения со свободными фланцами на приварных кольцах (рис.12.5,б) расположение силы реакции в прокладке, передающейся на фланец, не зависит от ее расположения. При этом для данного типа соединения принимается:

$$D_{cn} = D_s \tag{12.23}$$

Осевое усилие, действующее через обечайку смежного элемента:

$$Q_s = p\frac{\pi\,(D+2c)^2}{4} + F + \frac{4M}{D_{cn}}, \tag{12.24}$$

где F и M внешняя осевая сила и момент, действующие на фланец ($F > 0$ при растяжении, и $F < 0$ при сжатии). Для условий вакуума или наружного давления $p < 0$

Осевое усилие от давления на внутреннюю поверхность фланца:

$$Q_д = p\frac{\pi\left(D_{cn}^2 - (D+2c)^2\right)}{4} \tag{12.25}$$

Реакция прокладки в рабочих условиях:

$$R_n = |p|\pi\, D_{cn} b_0 m \tag{12.26}$$

Нагрузка от температурных деформаций:
в соединении для фланцев приварных встык и плоских приварных

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}\left(\alpha_ф^{/} h^{/} t_ф + \alpha_ф^{/} h^{//} t_ф - \alpha_б l_{б0} t_б\right), \tag{12.27}$$

где $\eta_t = y_n + y_б\dfrac{E_б^{20}}{E_б} + \left(y_ф^{/}\dfrac{E_ф^{/20}}{E_ф^{/}} + y_ф^{//}\dfrac{E_ф^{//20}}{E_ф^{//}}\right)b^2;$

в соединении для фланцев свободных на приварных кольцах

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}\left((\alpha_\phi^{/} h^{/} + \alpha_\phi^{//} h^{//})t_\phi + (\alpha_k^{/} h_k^{/} + \alpha_k^{//} h_k^{//})t_к - \alpha_б l_{б0} t_б\right), \qquad (12.28)$$

где $\eta_t = y_n + y_б \frac{E_б^{20}}{E_б} + y_k^{/} \frac{E_к^{/20}}{E_к^{/}} a^{/2} + y_k^{//} \frac{E_к^{//20}}{E_к^{//}} a^{//2} + y_\phi^{/} \frac{E_\phi^{/20}}{E_\phi^{/}} b^{/2} + y_\phi^{//} \frac{E_\phi^{//20}}{E_\phi^{//}} b^{//2}$;

в соединении с крышкой

$$Q_t = \frac{1}{\eta_t}\left(\alpha_\phi h t_\phi + \alpha_{кр} h_{кр} t_\phi - \alpha_б l_{б0} t_б\right), \qquad (12.29)$$

где $\eta_t = y_n + y_б \frac{E_б^{20}}{E_б} + \left(y_\phi \frac{E_\phi^{20}}{E_\phi} + y_{кр} \frac{E_{кр}^{20}}{E_{кр}}\right) b^2$.

Нагрузка на болты:
- в рабочих условиях

$$P_{б1} = Q_s + Q_д + R_n, \qquad (12.30)$$

- в рабочих условиях с учетом температурной нагрузки

$$P_{б2} = P_{б1} + Q_t, \qquad (12.31)$$

где Q_t учитывается только при $Q_t > 0$;
- в условиях монтажа принимается большей из следующих значений:

$$P_{б3} = \max\left\{\begin{array}{l} 0{,}5\pi D_{сп} b_0 q_{обж} \\ 0{,}5[\sigma]_б^{20}\left(n f_б + \frac{P_{б1}}{[\sigma]_б}\right) \\ 0{,}5[\sigma]_б^{20} n f_б + 0{,}25\pi D_{сп} b_0 q_{обж} \end{array}\right\}; \qquad (12.32)$$

- в условиях испытаний:

$$P_{б4} = Q_{s4} + Q_{д4} + R_{n4}, \qquad (12.33)$$

где Q_{s4}, $Q_{д4}$ и R_{n4} - определяются по формулам 12.18, 12 20, 12.21 соответственно для нагрузок, действующих в условиях испытаний.

12.6. Моменты, действующие на фланцы

Момент, действующий на фланец в рабочих условиях при действии внутреннего давления:

$$M_{01} = Q_s h_s + Q_\partial h_\partial + R_n 0{,}5(D_б - D_{сп}), \qquad (12.34)$$

где плечи h_s и h_∂ в зависимости от типа фланца (рис.12.5) определяются по таблице 12.2.

Таблица12.2

Типы фланцев	h_s	h_∂
Фланцы приварные встык и плоские приварные интегрального типа	$\frac{D_б - (D + 2c)}{2} - 0{,}5(s_1 - c)$	$\frac{2D_б - (D + 2c) - D_{сп}}{4}$
Плоские приварные фланцы свободного типа	$\frac{D_б - (D_ф + 2c)}{2}$	$\frac{2D_б - (D_ф + 2c) - D_{сп}}{4}$
Фланцы свободные на приварных кольцах	$\frac{D_б - D_k}{2}$	$\frac{D_б - D_s}{2}$

При действии наружного давления:

$$M_{01} = \max\left\{\begin{array}{l} Q_s h_s + Q_\partial h_\partial + R_n 0{,}5(D_б - D_{сп}) \\ \left(-p\frac{\pi (D + 2c)^2}{4} - F + \frac{4M}{D_{сп}}\right)\left(h_s - \frac{D_б - D_{сп}}{2}\right) - p\frac{\pi\left(D_{сп}^2 - (D + 2c)^2\right)}{4}\left(h_\partial - \frac{D_б - D_{сп}}{2}\right) \end{array}\right. \qquad (12.35)$$

Момент, действующий на фланец в рабочих условиях при действии внутреннего давления с учетом нагрузки от температурных деформаций:

$$M_{02} = M_{01} + Q_t 0{,}5(D_б - D_{сп}), \qquad (12.36)$$

где Q_t учитывается только при $Q_t > 0$.

При действии наружного давления:

$$M_{02} = \max\left\{\begin{array}{l} Q_s h_s + Q_\partial h_\partial + (R_n + Q_t)0{,}5(D_б - D_{сп}) \\ \left(-p\frac{\pi (D + 2c)^2}{4} - F + \frac{4M}{D_{сп}}\right)\left(h_s - \frac{D_б - D_{сп}}{2}\right) - p\frac{\pi\left(D_{сп}^2 - (D + 2c)^2\right)}{4}\left(h_\partial - \frac{D_б - D_{сп}}{2}\right) \end{array}\right. \qquad (12\ 37)$$

Момент, действующий на фланец в условиях монтажа:

$$M_{03} = P_{б3} 0{,}5(D_б - D_{сп}) \qquad (12\ 38)$$

Момент, действующий на фланец в условиях испытаний:

$$M_{04} = Q_{s4} h_s + Q_{\partial 4} h_\partial + R_{n4} 0{,}5(D_б - D_{сп}) \qquad (12.39)$$

12.7. Расчет болтов (шпилек)

Условия прочности болтов (шпилек):

- в рабочих условиях

$$\sigma_{б1} = \frac{P_{б1}}{n f_б} \le [\sigma]_б ; \qquad (12.40)$$

- в рабочих условиях с учетом нагрузки от температурных деформаций

$$\sigma_{б2} = \frac{P_{б2}}{n f_б} \le 1{,}5[\sigma]_б ; \qquad (12.41)$$

- в условиях монтажа

$$\sigma_{б3} = \frac{P_{б3}}{n f_б} \le [\sigma]_б^{20} ; \qquad (12.42)$$

-в условиях испытаний

$$\sigma_{б4} = \frac{P_{б4}}{n f_б} \le [\sigma]_б . \qquad (12.43)$$

12.8. Расчет прокладок

Условие прочности мягких прокладок:

$$q = \frac{P_{б3}}{\pi D_{сп} b_0} \le [q] \qquad (12.44)$$

12.9. Расчет фланцев

12.9.1. Фланцы приварные встык и плоские приварные интегрального типа

Условие прочности для осевого напряжения в обечайке (втулке):

- в рабочих условиях

$$\sigma_{a1} = \frac{f M_{01}}{D^*(s_1 - c)^2 L} \le \min\begin{Bmatrix} 1{,}5[\sigma]_ф ; 2{,}5[\sigma]_ш - для\ приварных\ встык \\ 1{,}5[\sigma]_ф , 1{,}5[\sigma]_ш - для\ плоских \end{Bmatrix}; \qquad (12.45)$$

- в рабочих условиях с учетом нагрузки от температурных деформаций

$$\sigma_{a2} = \frac{f M_{02}}{D^*(s_1 - c)^2 L} \le \min\{3{,}0[\sigma]_ф ; 3{,}0[\sigma]_ш\}; \qquad (12.46)$$

- в условиях монтажа

$$\sigma_{a3} = \frac{f M_{03}}{D^*(s_1 - c)^2 L} \le \min\begin{Bmatrix} 1{,}5[\sigma]_ф^{20} ; 2{,}5[\sigma]_ш^{20} - для\ приварных встык \\ 1{,}5[\sigma]_ф^{20} ; 1{,}5[\sigma]_ш^{20} - для\ плоских \end{Bmatrix}; \qquad (12.47)$$

-в условиях испытаний

$$\sigma_{a4} = \frac{f M_{04}}{D^*(s_1 - c)^2 L} \le \min\begin{Bmatrix} 1{,}5[\sigma]_ф ; 2{,}5[\sigma]_ш - для\ приварных\ встык \\ 1{,}5[\sigma]_ф ; 1{,}5[\sigma]_ш - для\ плоских \end{Bmatrix}, \qquad (12.48)$$

где f и L определяются по (46), (55) приложения 6;

$D^* = (D + 2c)$ при $(D + 2c) \ge 20(s_1 - c)$;

$D^* = D + s_0 + c$ при $(D + 2c) < 20(s_1 - c)$ и $f > 1$;

$D^* = D + s_1 + c$ при $(D + 2c) < 20(s_1 - c)$ и $f = 1$.

Условие прочности для радиального напряжения в тарелке фланца:

- в рабочих условиях

$$\sigma_{r1} = \frac{M_{01}(1{,}33he+1)}{DLh^2} \le [\sigma]_\phi ; \qquad (12.49)$$

- в рабочих условиях с учетом нагрузки от температурных деформаций

$$\sigma_{r2} = \frac{M_{02}(1{,}33he+1)}{DLh^2} \le 1{,}5[\sigma]_\phi ; \qquad (12.50)$$

- в условиях монтажа

$$\sigma_{r3} = \frac{M_{03}(1{,}33he+1)}{DLh^2} \le [\sigma]_\phi^{20} ; \qquad (12.51)$$

-в условиях испытаний

$$\sigma_{r4} = \frac{M_{04}(1{,}33he+1)}{DLh^2} \le [\sigma]_\phi , \qquad (12.52)$$

где e определяется по (47) приложения 6.

Условие прочности для окружного напряжения в тарелке фланца:

- в рабочих условиях

$$\sigma_{\theta 1} = \frac{YM_{01}}{Dh^2} - Z\sigma_{r1} \le [\sigma]_\phi ; \qquad (12.53)$$

- в рабочих условиях с учетом нагрузки от температурных деформаций

$$\sigma_{\theta 2} = \frac{YM_{02}}{Dh^2} - Z\sigma_{r2} \le 1{,}5[\sigma]_\phi ; \qquad (12.54)$$

- в условиях монтажа

$$\sigma_{\theta 3} = \frac{YM_{03}}{Dh^2} - Z\sigma_{r3} \le [\sigma]_\phi^{20} ; \qquad (12.55)$$

-в условиях испытаний

$$\sigma_{\theta 4} = \frac{YM_{04}}{Dh^2} - Z\sigma_{r4} \le [\sigma]_\phi , \qquad (12.56)$$

где Y и Z определяются по (51) (52) приложения 6.

Кроме того, необходимо выполнение дополнительных условий прочности:

$$\frac{\sigma_{a1}+\sigma_{r1}}{2} \le [\sigma]_\phi ; \quad \frac{\sigma_{a2}+\sigma_{r2}}{2} \le 1{,}5[\sigma]_\phi ; \quad \frac{\sigma_{a3}+\sigma_{r3}}{2} \le [\sigma]_\phi^{20} ; \quad \frac{\sigma_{a4}+\sigma_{r4}}{2} \le [\sigma]_\phi ; \qquad (12.57)$$

$$\frac{\sigma_{a1}+\sigma_{\theta 1}}{2} \le [\sigma]_\phi ; \quad \frac{\sigma_{a2}+\sigma_{\theta 2}}{2} \le 1{,}5[\sigma]_\phi ; \quad \frac{\sigma_{a3}+\sigma_{\theta 3}}{2} \le [\sigma]_\phi^{20} ; \quad \frac{\sigma_{a4}+\sigma_{\theta 4}}{2} \le [\sigma]_\phi . \qquad (12.58)$$

12.9.2. Фланцы свободные на приварных кольцах и плоские приварные свободного типа

Условие прочности для свободных фланцев на приварных кольцах и плоских приварных фланцев свободного типа:

- в рабочих условиях

$$\sigma_{\theta 1} = \frac{YM_{01}}{D_{\phi(k)} h_{(k)}^2} \le [\sigma]_{\phi(k)}; \qquad (12.59)$$

- в рабочих условиях с учетом нагрузки от температурных деформаций

$$\sigma_{\theta 2} = \frac{YM_{02}}{D_{\phi(k)} h_{(k)}^2} \le 1{,}5[\sigma]_{\phi(k)}; \qquad (12.60)$$

- в условиях монтажа

$$\sigma_{\theta 3} = \frac{YM_{03}}{D_{\phi(k)} h_{(k)}^2} \le [\sigma]_{\phi(k)}^{20}; \qquad (12.61)$$

-в условиях испытаний

$$\sigma_{\theta 4} = \frac{YM_{04}}{D_{\phi(k)} h_{(k)}^2} \le [\sigma]_{\phi(k)}. \qquad (12.62)$$

12.10. Жесткость фланцев

Условие выполнения жесткости фланцев приварных в стык и плоских, выполненных как единое целое:

$$\frac{52{,}14 M_0 V}{L E_\phi (s_0 - c)^2 \sqrt{(D + 2c)(s_0 - c)} K_I} \le 1, \qquad (12.63)$$

где $M_0 = \max\{M_{01}; M_{03}\}$;

V; L определяются по (53,а); (55) приложения 6 соответственно;

$K_I = 0{,}3$ - коэффициент жесткости для фланцев приварных в стык и плоских, выполненных как единое целое.

Условие выполнения жесткости фланцев плоских приварных свободного типа и фланцев свободных на приварных кольцах:

$$\frac{109{,}4 M_0}{E_{\phi(k)} h_{(k)}^3 \ln(K) K_L} \le 1, \qquad (12.64)$$

где K определяется по (48,б) и (48,в) приложения 6 для фланцев плоских приварных свободного типа и колец соответственно;

$K_L = 0{,}2$ - коэффициент жесткости для фланцев плоских приварных свободного типа и фланцев свободных на приварных кольцах.

13. Прочность и жесткость мест врезки штуцеров

Методика предназначена для расчета прочности и жесткости места соединения штуцера с сосудом (аппаратом).

Точность расчетов на прочность сосудов, аппаратов и трубопроводов в месте врезки в значительной степени определяется учетом жесткости (податливости) врезки. Как правило, при расчетах на прочность трубопроводных систем соединение трубопровода и сосуда (аппарата) заменяется мертвой опорой, что приводит к получению завышенных усилий и напряжений в узле соединения.

Методика комплексного расчета жесткости и напряженного состояния узлов врезки штуцеров создана на основании [15-19] с учетом нормативных документов [1,10], регламентирующих предельно допустимый уровень напряжений.

13.1. Расчетная схема

На рис.13.1. представлен эскиз и расчетная модель места соединения штуцера и цилиндрической обечайки.

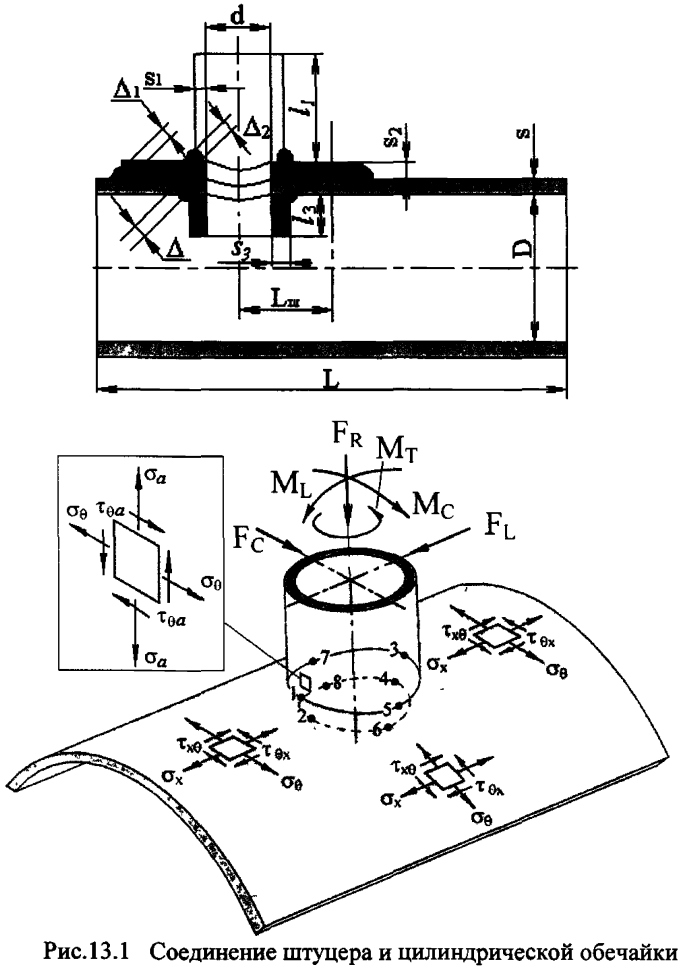


Рис.13.1 Соединение штуцера и цилиндрической обечайки

13.2. Условия применения

Во всех расчетных случаях штуцер применяется к одиночному отверстию, при этом ось штуцера должна быть направлена по нормали к поверхности обечайки. Условия рассмотрения отверстия как одиночного рассмотрены в п.10 4.

При расчете на прочность места соединения патрубков с цилиндрическими обечайками необходимо выполнение условий:

$$0{,}0015 \le \frac{s-c}{D+s+c} \le 0{,}1; \quad 0{,}01 \le \frac{s_1-c_s}{d+2s_1} \le 0{,}1; \quad 0{,}01 < \frac{d+2s_1}{D+s+c} < 0{,}6;$$

$$0{,}01 \le \frac{d+2s_1}{D+s+c}\sqrt{\frac{D+s+c}{s-c}} \le 10 \qquad (13\ 1)$$

При расчете на прочность места соединения патрубков с выпуклыми днищами:

$$0{,}0015 \le \frac{s-c}{D+s+c} \le 0{,}1; \quad 0{,}01 \le \frac{s_1-c_s}{d+2s_1} \le 0{,}1; \quad 0{,}07 < \frac{d+2s_1}{\sqrt{(D+s+c)(s-c)}} < 4;$$

$$0{,}25 \le \frac{s-c}{s_1-c_s} \le 10 \qquad (13.2)$$

При определении жесткости (податливости) места соединения в цилиндрической обечайке:

$$0{,}0015 \le \frac{s}{D+s} \le 0{,}1; \quad L-(2L_{ш}+d+2s_1) > \frac{D}{2}; \quad \frac{d+2s_1}{D+s} \le 0{,}4;$$

$$0{,}2 \le \frac{s}{s_1} \le 10; \quad 0{,}01 \le \frac{d+2s_1}{\sqrt{(D+s)s}} \le 10 \qquad (13.3)$$

При определении жесткости (податливости) места соединения в сферической обечайке:

$$0{,}0015 \le \frac{s}{D+s} \le 0{,}1; \quad \frac{d+2s_1}{D+s} \le 0{,}4; \quad 0{,}07 < \frac{d+2s_1}{\sqrt{(D+s)s}} < 4 \qquad (13.4)$$

13.3. Прочность места врезки штуцера

13.3.1. Общие положения

При расчете обечайки и штуцера, работающих под действием внутреннего давления p и внешних нагрузок F_R, M_C, M_L в месте соединения определяются местные мембранные $\sigma_{m\theta}$, σ_{mx} и местные изгибные $\sigma_{b\theta}$, σ_{bx} напряжения в окружном (θ) и продольном (x) (в случае штуцера осевом a) направлении соответственно (рис.13.1).

Напряжения в расчетных точках 1-8 определяются как·

$$\sigma_{\theta(x)} = \sigma_{m\theta(x)} \pm \sigma_{b\theta(x)} \qquad (13\,5)$$

При определении мембранных и изгибных напряжений используются зависимости безразмерных относительных параметров напряжений от геометрических характеристик элементов врезки [15,16]. При этом, задавая нагрузки, необходимо учитывать знаки. Положительные значения должны соответствовать направлениям стрелок на расчетной схеме (рис.13.1).

При нагружении штуцера крутящим моментом M_T, и сдвиговыми силами F_C, F_L в обечайке и штуцере создаются касательные напряжения $\tau_{\theta x}$.

Для оценки прочности места соединения штуцера с сосудом (аппаратом) используются максимальные значения [10]:

- приведенных местных мембранных напряжений от давления σ_2;
- приведенных общих (местные мембранные + местные изгибные +общие температурные + напряжения компенсации) напряжений от совместного действия внутреннего давления и внешних нагрузок напряжений в расчетных точках σ_{RV}.

Для учета влияния внешних нагрузок на местные мембранные напряжения вводится дополнительный критерий для приведенных местных мембранных напряжений от совместного действия внутреннего давления и внешних нагрузок σ_3.

Приведенные эквивалентные напряжения определяются по критерию максимальных касательных напряжений для плоского напряженного состояния:

$$\sigma_{экв} = \textit{максимальное абсолютное значение} \left\{ \begin{array}{l} \dfrac{1}{2}\left[\sigma_\theta + \sigma_x \pm \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_x)^2 + 4\tau_{\theta x}^2}\right] \\ \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_x)^2 + 4\tau_{\theta x}^2} \end{array} \right\} \qquad (13.6)$$

При этом **приведенные местные мембранные напряжения от давления** σ_2 не должны превышать·

$$\sigma_2 \le 1{,}3[\sigma] \qquad (13.7)$$

Общие (местные мембранные + местные изгибные +общие температурные + напряжения компенсации) **приведенные напряжения от совместного действия внутреннего давления и внешних нагрузок** σ_{RV} в расчетных точках не должны превышать:

$$\sigma_{RV} \le \min \left\{ \begin{array}{l} \left(2{,}5 - \dfrac{R_{p0,2}}{R_m}\right) \cdot R_{p0,2} \\ 2R_{p0,2} \\ R_{m/10^5} \end{array} \right\} \qquad (13.8)$$

Приведенные местные мембранные напряжения от совместного действия внутреннего давления и внешних нагрузок σ_3 не должны превышать:

$$\sigma_3 \le 1{,}5[\sigma] \tag{13.9}$$

В формулах 13.7 – 13 9 номинальное допускаемое напряжение $[\sigma] = \min\left\{\frac{R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m}{2,6}; \frac{R_{m/10^5}}{1,5}\right\}$

При наличии сварных швов в районе врезки допускаемые напряжения уменьшаются с учетом коэффициентов прочности сварных соединений.

При наличии накладного или вварного кольца, а также торообразной вставки расчет обечайки и штуцера включает в себя определение напряжений в зоне непосредственной врезки штуцера диаметром d в обечайку с суммарной толщиной обечайки самого сосуда и накладного кольца $(s+s_2)$ (в случае торообразной вставки или вварного кольца принимается их толщина s^*).

Кроме того, для обечайки производится определение напряжений по краю накладного кольца с эквивалентным диаметром $d=(d+2l_2+2s_1)$ и толщиной обечайки s (в случае торообразной вставки или вварного кольца диаметр принимается равным $d=d+2l+2s_1$).

13.3.2. *Цилиндрическая обечайка*

При определении напряжений в цилиндрической обечайке используются относительные безразмерные усилия и моменты, которые зависят от геометрических параметров обечайки γ и штуцера β. Графики зависимостей приведены в [15].

Безразмерный геометрический параметр цилиндрической обечайки:

$$\gamma = \frac{R_m}{(s-c)}, \tag{13 10}$$

где $R_m = \frac{D+s+c}{2}$ - средний радиус обечайки.

Безразмерный геометрический параметр штуцера:

$$\beta = \frac{0.875 r_0}{R_m}, \tag{13.11}$$

где $r_0 = \frac{d+2s_1}{2}$ - внешний радиус патрубка штуцера.

Относительные безразмерные усилия и моменты в окружном направлении

$n_{\theta F}$ - мембранное усилие от действия F_R,

$m_{\theta F}$ - изгибающий момент от действия F_R,

$n_{\theta MC}$ - мембранное усилие от M_C,

$m_{\theta MC}$ - изгибающий момент от действия M_C,

$n_{\theta ML}$ - мембранное усилие от M_L,

$m_{\theta ML}$ - изгибающий момент от действия M_L

Относительные безразмерные усилия и моменты в продольном направлении.

n_{XF} - мембранное усилие от действия F_R,

m_{XF} - изгибающий момент от действия F_R,

n_{XMC} - мембранное усилие от M_C,

m_{XMC} - изгибающий момент от действия M_C,

n_{XML} - мембранное усилие от M_L,

m_{XML} - изгибающий момент от действия M_L

13.3.2.1. Расчет напряжений от силы F_R

Окружные мембранные напряжения от силы F_R

$$\sigma_{m\theta}(F_R) = n_{\theta F}\frac{F_R}{R_m(s-c)} \tag{13.12}$$

Окружные изгибные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{b\theta}(F_R) = m_{\theta F}\frac{6F_R}{(s-c)^2} \tag{13.13}$$

Продольные мембранные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{mx}(F_R) = n_{XF}\frac{F_R}{R_m(s-c)} \tag{13.14}$$

Продольные изгибные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{bx}(F_R) = m_{XF}\frac{6F_R}{(s-c)^2} \tag{13.15}$$

13.3.2.2. Расчет напряжений от изгибающего момента в окружном направлении

Окружные мембранные напряжения от момента M_C:

$$\sigma_{m\theta}(M_C) = n_{\theta MC}\frac{M_C}{R_m^2\beta\,(s-c)} \tag{13.16}$$

Окружные изгибные напряжения от момента M_C.

$$\sigma_{b\theta}(M_C) = m_{\theta MC}\frac{6M_C}{R_m\beta\,(s-c)^2} \tag{13.17}$$

Продольные мембранные напряжения от момента M_C:

$$\sigma_{mx}(M_C) = n_{XMC}\frac{M_C}{R_m^2\beta\,(s-c)} \tag{13.18}$$

Продольные изгибные напряжения от момента M_C

$$\sigma_{bx}(M_C) = m_{XMC}\frac{6M_C}{R_m\beta\,(s-c)^2} \tag{13.19}$$

13.3.2.3. Расчет напряжений от изгибающего момента в продольном направлении

Окружные мембранные напряжения от момента M_L:

$$\sigma_{m\theta}(M_L) = n_{\theta ML}\frac{M_L}{R_m^2\beta\,(s-c)} \tag{13.20}$$

Окружные изгибные напряжения от момента M_L:

$$\sigma_{b\theta}(M_L) = m_{\theta ML}\frac{6M_L}{R_m\beta\,(s-c)^2} \tag{13.21}$$

Продольные мембранные напряжения от момента M_L:

$$\sigma_{mx}(M_L) = n_{XML}\frac{M_L}{R_m^2\beta(s-c)} \tag{13.22}$$

Продольные изгибные напряжения от момента M_L:

$$\sigma_{bx}(M_L) = m_{XML}\frac{6M_L}{R_m\beta\,(s-c)^2} \tag{13.23}$$

13.3.2.4. Расчет напряжений от крутящего момента M_T

От крутящего момента в соединении штуцера и обечайки возникают касательные напряжения:

$$\tau_{\theta x} = \frac{M_T}{2\pi\, r_0^2 (s-c)} \tag{13.24}$$

13.3.2.5. Расчет напряжений от сдвиговых сил F_C и F_L

Силы F_C и F_L создают мембранные сдвиговые напряжения в продольном (т.1-4) и окружном (т.5-8) сечении соответственно:

$$\tau_{x\theta} = \frac{F_C}{\pi\, r_0 (s-c)} \tag{13.25}$$

$$\tau_{\theta x} = \frac{F_L}{\pi\, r_0 (s-c)} \tag{13.26}$$

13.3.2.6. Расчет напряжений от внутреннего давления

Предложенный метод основан на двух допущениях [19].

1. Средние значения напряжений в расчетной зоне укрепления отверстия $\sigma_{\theta(x)cp}$ определяются из отношений силы давления к площади поперечного сечения в пределах расчетной области

2. Мембранные напряжения имеют линейное распределение вдоль зоны укрепления отверстия (рис.13.2),

где $\sigma_{\theta(ч)0}$ - напряжения в обечайке вне расчетной зоны;

$\sigma_{\theta(x)cp}$ - средние напряжения в расчетной зоне укрепления отверстия;

$\sigma_{\theta(ч)p}$ - местные мембранные напряжения в расчетных точках сопряжения штуцера и обечайки.

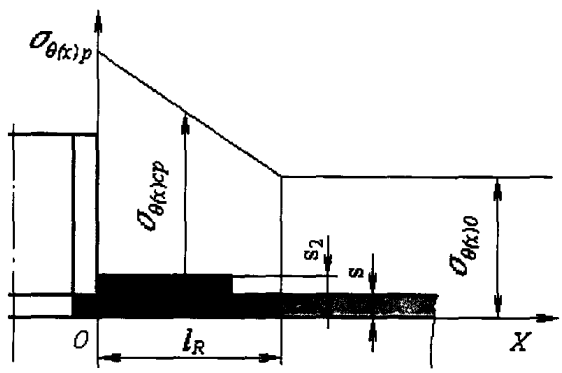


Рис.13.2. Распределение напряжений в расчетной зоне штуцера

Мембранные напряжения в расчетных точках:

$$\sigma_{\theta(x)p} = 2\sigma_{\theta(x)cp} - \sigma_{\theta(x)0} \tag{13.27}$$

где $\sigma_{\theta(x)cp}$ - среднее напряжение в расчетной зоне укрепления отверстия;

$\sigma_{\theta(x)0}$ - напряжение в обечайке вне зоны укрепления.

Местное мембранное окружное напряжение от внутреннего давления в зоне врезки штуцера представляется в виде:

$$\sigma_{\theta p} = I_{\theta p} p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{2((s + s_2) - c)}, \qquad (13.28)$$

где $I_{\theta p}$ - коэффициент интенсификации напряжения от давления в продольном сечении обечайки (т.1-4 рис.13.2). Для поперечного сечения (т.5-8) $I_{\theta p}$ =1.

Расчетная схема для определения коэффициента интенсификации в продольном сечении представлена на рис.13 3.

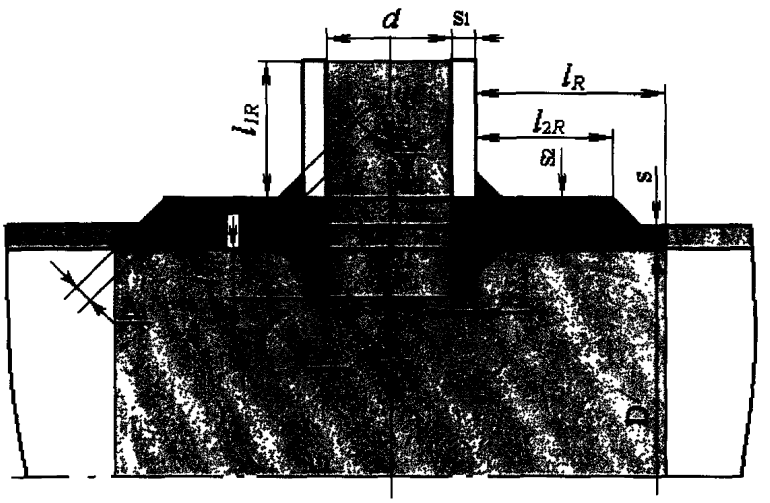


Рис.13.3 Расчетная схема штуцера в продольном сечении обечайки

Коэффициент интенсификации напряжений от внутреннего давления в продольном сечении:

$$I_{\theta p} = \frac{2((s + s_2) - c)\left[(d + 2c_s)(l_{1R} - c) + (D + 2c)(l_R + s_1 + 0{,}5d)\right]}{(D + (s + s_2) - c)\left[l_R(s - c) + l_{1R}(s_1 - c_s) + l_{2R}s_2 + l_{3R}(s_3 - c_s - c_{s1}) + \left(\Delta^2 + \Delta_1^2 + \Delta_2^2\right)\right]} - 1 \qquad (13.29)$$

где

$$l_R = \begin{cases} \min\left\{8(s-c);\ 2\sqrt{0{,}5D(s-c)}\right\} & \text{при } s_2 < 0{,}5(s-c) \\ \min\left\{10(s-c);\ 2\sqrt{0{,}5D(s-c)}\right\} & \text{при } s_2 > 0{,}5(s-c) \text{ и } l_2 \ge 2(s-c) \\ \min\left\{8(s-c+s_2);\ 2\sqrt{0{,}5D(s-c)}\right\} & \text{при } s_2 > 0{,}5(s-c) \text{ и } l_2 \ge 8(s-c+s_2) \end{cases}$$ - расчетная

длина обечайки;

$l_{1R} = \min\left\{8(s-c);\ (s-c+s_2+0{,}55\sqrt{d(s_1-c_s)}+0{,}5\Delta_2)\right\}$ - расчетная длина внешней части штуцера;

$l_{2R} = \min\{l_2; l_R\}$ - расчетная длина накладного листа;

$l_{3R} = \min\left\{l_3;\ 8(s-c+s_2);\ (0{,}55\sqrt{d(s_3-c_s-c_{s1})}+0{,}5\Delta)\right\}$ - расчетная длина внутренней части штуцера.

Местное мембранное продольное напряжение от внутреннего давления:

$$\sigma_{xp} = I_{xp} p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{4((s + s_2) - c)}, \tag{13.30}$$

Расчетная схема для определения коэффициента интенсификации в поперечном сечении представлена на рис.13.4.

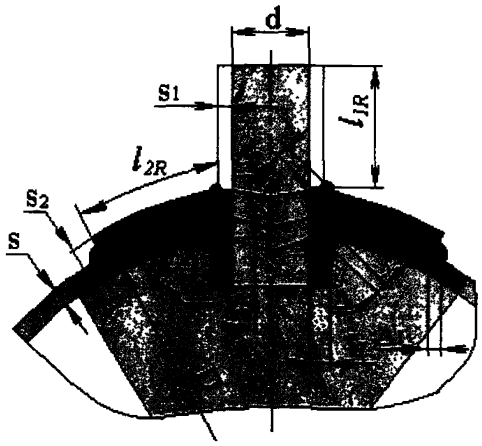


Рис.13.4. Расчетная схема штуцера в поперечном сечении обечайки

Коэффициент интенсификации напряжений от внутреннего давления в поперечном сечении:

$$I_{xp} = \frac{2((s + s_2) - c)\left[2(d + 2c_s)(l_{1R} - c) + (D + 2c)(l_R + s_1 + 0{,}5d)\right]}{(D + (s + s_2) - c)\left[l_R(s - c) + l_{1R}(s_1 - c_s) + l_{2R}s_2 + l_{3R}(s_3 - c_s - c_{s1}) + \left(\Delta^2 + \Delta_1^2 + \Delta_2^2\right)\right]} - 1 \tag{13.31}$$

Для продольного сечения (т.1-4) I_{xp} =1.

Если расчетные коэффициенты $I_{\theta(x)p} < 1$, то для определения окружных и продольных напряжений во всех расчетных точках врезки используются следующие выражения:

$$\sigma_{\theta p} = (0.5 + 0.5 I_{\theta p}) p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{2((s + s_2) - c)}; \tag{13 32}$$

$$\sigma_{xp} = (0.5 + 0.5 I_{xp}) p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{4((s + s_2) - c)} \tag{13.33}$$

В случае если $l_2 < 8(s + s_2 - c)$, при определении напряжений и коэффициента интенсификации вместо $(s + s_2)$ необходимо подставлять s (толщиной накладного листа пренебрегают).

Напряжения на краю зоны накладного кольца определяются по (13.28, 13.30) при условии, что I_p =1, $s_2 = 0$.

13.3.2.7. Расчет напряжений при произвольном сложном нагружении

В общем случае все приложенные внешние нагрузки на штуцер можно разложить по трем направлениям, т.е. представить как одновременно действующие силы F_R, F_C, F_L, и моменты M_C, M_L, M_T. После определения напряжений от действующих сил и давления, суммарные напряжения в расчетных точках (1-8) определяются с учетом знаков согласно табл 13.1.

Таблица №13.1

Местные напряжения (с учетом знаков) обечайки в расчетных точках зоны врезки, нагруженной внутренним давлением и внешними нагрузками согласно **WRC №107**

Формула №	**Окружные напряжения, σ_θ**	1	2	3	4	5	6	7	8
13 12	Мембранные от F_R	-	-	-	-				
13 12	Мембранные от F_R					-	-	-	-
13 13	Изгибные от F_R	-	+	-	+				
13 13	Изгибные от F_R					-	+	-	+
13 16	Мембранные от M_C					-	-	+	+
13 17	Изгибные от M_C					-	+	+	-
13 20	Мембранные от M_L	-	-	+	+				
13 21	Изгибные от M_L	-	+	+	-				
13 28	Окружные напряжения от давления $\sigma_{\theta p}$	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные окружные напряжения $\sigma_{m\theta}$									
Суммарные окружные напряжения σ_θ (13 5)									
формула №	**Продольные напряжения, σ_x**	1	2	3	4	5	6	7	8
13 14	Мембранные от F_R	-	-	-	-				
13 14	Мембранные от F_R					-	-	-	
13 15	Изгибные от F_R	-	+	-	+				
13 15	Изгибные от F_R					-	+	-	+
13 18	Мембранные от M_C					-	-	+	+
13 19	Изгибные от M_C					-	+	+	-
13 22	Мембранные от M_L	-	-	+	+				
13 23	Изгибные от M_L	-	+	+	-				
13 30	Продольные напряжения от давления σ_{xp}	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные продольные напряжения σ_{mx}									
Суммарные продольные напряжения σ_x (13 5)									
13 24	Сдвиговые напряжения от M_t	+	+	+	+	+	+	+	+
13 25	Сдвиговые напряжения от F_C	+	+	-	-				
13 26	Сдвиговые напряжения от F_L					-	-	+	+
Суммарные сдвиговые напряжения $\tau_{\theta x}$									
13 9	**Приведенные общие напряжения $\sigma_{экв}$**								

13.3.3. Патрубок штуцера, соединенный с цилиндрической обечайкой

Также как и в случае цилиндрической обечайки, при расчете прочности патрубков в месте соединения используются безразмерные усилия и моменты в зависимости от геометрических параметров [16].

Безразмерные геометрические параметры:

$$\lambda = \frac{d+2s_1}{D+s+c}\sqrt{\frac{D+s+c}{s-c}}, \tag{13.34}$$

$$\eta = \frac{d+2s_1}{s_1-c_s}, \tag{13.35}$$

$$\rho = \frac{(s-c)}{(s_1-c_s)} \tag{13.36}$$

Относительные безразмерные усилия и моменты в окружном (θ) направлении.

$n_{\theta F}$ - мембранное усилие от действия F_R,

$m_{\theta F}$ - изгибающий момент от действия F_R,

$n_{\theta MC}$ - мембранное усилие от M_c,

$m_{\theta MC}$ - изгибающий момент от действия M_C,

$n_{\theta ML}$ - мембранное усилие от M_L,

$m_{\theta ML}$ - изгибающий момент от действия M_L

Относительные безразмерные усилия и моменты в осевом (а) направлении

n_{RF} - мембранное усилие от действия F_R,

m_{RF} - изгибающий момент от действия F_R,

n_{RMC} - мембранное усилие от M_c,

m_{RMC} - изгибающий момент от действия M_C,

n_{RML} - мембранное усилие от M_L,

m_{RML} - изгибающий момент от действия M_L

13.3.3.1. Расчет напряжений от силы F_R

Окружные мембранные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{m\theta}(F_R) = n_{\theta F}\frac{F_R}{(s-c)^2} \tag{13 37}$$

Окружные изгибные напряжения от силы F_R по сравнению с мембранными значительно ниже, поэтому их значениями пренебрегают.

Осевые мембранные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{ma}(F_R) = \frac{F_R}{A}, \tag{13.38}$$

где $A = \frac{\pi}{4}\left((d+2s_1)^2 - (d+2c_s)^2\right)$ - расчетная площадь поперечного сечения патрубка.

Осевые изгибные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{ba}(F_R) = \left[6m_{RF} - 3n_{RF}\right]\frac{F_R}{(s_1 - c_s)^2} \tag{13.39}$$

13.3.3.2. Расчет напряжений от изгибающего момента в окружном направлении

Окружные мембранные напряжения от момента M_C

$$\sigma_{m\theta}(M_C) = n_{\theta MC}\frac{M_C}{(s-c)^2(d+2s_1)} \tag{13.40}$$

Окружные изгибные напряжения от момента M_C по сравнению с мембранными значительно ниже, поэтому их значениями пренебрегают.

Осевые мембранные напряжения от момента M_C:

$$\sigma_{ma}(M_C) = \frac{M_C}{W_s}, \tag{13.41}$$

где $W_s = \dfrac{\pi\left((d+2s_1)^4 - (d+2c_s)^4\right)}{32(d+2s_1)}$ - расчетный момент сопротивления изгибу поперечного сечения патрубка.

Осевые изгибные напряжения от момента M_C:

$$\sigma_{ba}(M_C) = \left(6m_{RMC} - 3n_{RMC}\right)\frac{M_c}{(s_1 - c_s)^2(d+2s_1)} \tag{13.42}$$

13.3.3.3. Расчет напряжений от изгибающего момента в продольном направлении

Окружные мембранные напряжения от момента M_L.

$$\sigma_{m\theta}(M_L) = n_{\theta ML}\frac{M_L}{(s-c)^2(d+2s_1)}, \tag{13.43}$$

Окружные изгибные напряжения от момента M_C по сравнению с мембранными значительно ниже, поэтому их значениями пренебрегают.

Осевые мембранные напряжения от момента M_L:

$$\sigma_{ma}(M_L) = \frac{M_L}{W_s} \tag{13.44}$$

Осевые изгибные напряжения от момента M_L:

$$\sigma_{ba}(M_L) = \left[6m_{RML} - 3n_{RML}\right]\frac{M_L}{(s_1 - c_s)^2(d+2s_1)} \tag{13.45}$$

13.3.3.4. Расчет напряжений от крутящего момента M_T

От крутящего момента в соединении штуцера и обечайки возникают касательные напряжения:

$$\tau_{\theta x} = \frac{M_T}{2\pi\, r_0^2(s_1 - c_s)} \tag{13.46}$$

13.3.3.5. Расчет напряжений от сдвиговых сил F_C и F_L

Силы F_C и F_L создают мембранные сдвиговые напряжения в продольном (т.1-4) и окружном (т.5-8) сечении соответственно.

$$\tau_{x\theta} = \frac{F_C}{\pi\, r_0 (s_1 - c_s)} \tag{13.47}$$

$$\tau_{\theta x} = \frac{F_L}{\pi\, r_0 (s_1 - c_s)} \tag{13.48}$$

13.3.3.6. Расчет напряжений от внутреннего давления

Местные мембранные напряжения от внутреннего давления определяются в зависимости от коэффициентов интенсификации напряжения $I_{\theta(x)p}$ (13.3.25, 13.3.27).

Окружное напряжение от внутреннего давления в продольном сечении (т.1-4):

$$\sigma_{\theta p} = I_{\theta p} p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{2((s + s_2) - c)} \tag{13.49}$$

Для поперечного сечения (т.5-8):

$$\sigma_{\theta p} = I_{xp} p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{4((s + s_2) - c)} \tag{13.50}$$

Осевые напряжения от внутреннего давления в продольном сечении (т 1-4) определяются по формуле (13.3.46) при $I_{xp} = 1$. Для поперечного сечения (т.5-8) по формуле (13.3.45) при $I_{\theta p} = 1$.

Если расчетные коэффициенты $I_{\theta(x)p} < 1$, то для определения окружных напряжений в продольном сечении (т.1-4) и осевых в поперечном сечении (т.5-8) используется зависимость:

$$\sigma_{\theta(a)p} = (0.5 + 0.5 I_{\theta p}) p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{2((s + s_2) - c)} \tag{13.51}$$

Для определения окружных напряжений в поперечном сечении (т.5-8) и осевых в продольном сечении (т.1-4):

$$\sigma_{\theta(a)p} = (0.5 + 0.5 I_{xp}) p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{4((s + s_2) - c)} \tag{13.52}$$

В случае, если $l_2 < 8(s + s_2 - c)$, при определении напряжений и коэффициента интенсификации вместо $(s + s_2)$ необходимо подставлять s (толщиной накладного листа пренебрегают).

13.3.3.7. Расчет напряжений при произвольном сложном нагружении

В общем случае все приложенные внешние нагрузки на штуцер можно разложить по трем направлениям, т.е. представить как одновременно действующие силы F_R, F_C, F_L, и моменты M_C, M_L, M_T. После определения напряжений от действующих сил и давления (пп.13.3.3.1. – 13.3.3.6.), суммарные напряжения в расчетных точках 1-8 (рис.13.1.1) определяются с учетом знаков согласно табл. 13.2.

Таблица №13.2

Местные напряжения (с учетом знаков) патрубка в расчетных точках зоны врезки, нагруженной внутренним давлением и внешними нагрузками согласно **WRC №297**

формула №	**Окружные напряжения, σ_θ**	1	2	3	4	5	6	7	8
13 37	Мембранные от F_R	-	-	-	-	-	-	-	-
13 40	Мембранные от M_C					-	-	+	+
13 43	Мембранные от M_L	-	-	+	+				
13 49-13 50	Окружные напряжения от давления $\sigma_{\theta p}$	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные окружные напряжения $\sigma_{m\theta}$									
Суммарные окружные напряжения σ_θ (13 5)									
	Осевые напряжения, σ_a	1	2	3	4	5	6	7	8
13 38	Мембранные от F_R	-	-	-	-	-	-	-	-
13 39	Изгибные от F_R	-	+	-	+	-	+	-	+
13 41	Мембранные от M_C					-	-	+	+
13 42	Изгибные от M_C					-	+	+	-
13.44	Мембранные от M_L	-	-	+	+				
13 45	Изгибные от M_L	-	+	+	-				
13 49-13 50	Осевые напряжения от давления σ_{ap}	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные осевые напряжения σ_{ma}									
Суммарные осевые напряжения σ_a (13 5)									
13 46	Сдвиговые напряжения от M_t	+	+	+	+	+	+	+	+
13 47	Сдвиговые напряжения от F_C	+	+	-	-				
13 48	Сдвиговые напряжения от F_L					-	-	+	+
Суммарные сдвиговые напряжения $\tau_{\theta a}$									
13 9	**Приведенные общие напряжения $\sigma_{экв}$**								

13.3.4. Сферическая оболочка

Расчетная схема врезки штуцера в сферическую оболочку приведена на рис 13.5.

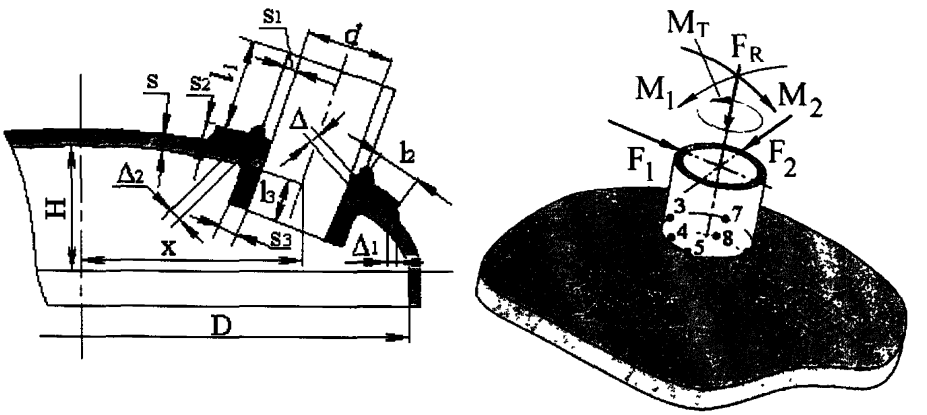


Рис. 13.5. Расчетная схема соединения штуцера со стенкой сосуда

Расчетная схема врезки штуцера в сферическую оболочку может также использоваться при определении прочности и жесткости врезки штуцера в эллиптическое днище.

При этом для определения R_m вместо диаметра D используется расчетный диаметр для эллиптических днищ (рис.13.5):

$$D_p = \frac{D^2}{2H}\sqrt{1-4\frac{(D^2-4H^2)}{D^4}\cdot x^2} \qquad (13.53)$$

При определении напряжений в сферической оболочке используются относительные безразмерные усилия и моменты, которые зависят от геометрических параметров оболочки и патрубка U, γ и ρ. Графики зависимостей приведены в[15].

Безразмерные геометрические параметры:

$$U = \frac{r_0}{\sqrt{R_m(s-c)}}; \qquad (13\ 54)$$

$$\gamma = \frac{r_m}{(s_1 - c_s)}, \qquad (13.55)$$

где $r_m = \frac{d + s_1 + c_s}{2}$ - средний радиус патрубка.

$$\rho = \frac{(s-c)}{(s_1 - c_s)} \qquad (13.56)$$

Относительные безразмерные усилия и моменты в тангенсальном (θ) направлении·

$n_{\theta F}$ - мембранное усилие от действия F_R,

$m_{\theta F}$ - изгибающий момент от действия F_R,

$n_{\theta M}$ - мембранное усилие от $M_{1(2)}$,

$m_{\theta M}$ - изгибающий момент от $M_{1(2)}$

Относительные безразмерные усилия и моменты радиальном (X) направлении:

n_{RF} - мембранное усилие от действия F_R,

m_{RF} - изгибающий момент от действия F_R,

n_{RM} - мембранное усилие от $M_{1(2)}$,

m_{RM} - изгибающий момент от $M_{1(2)}$

13.3.4.1. Расчет напряжений от силы F_R

Тангенсальные мембранные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{m\theta}(F_R) = n_{\theta F}\frac{F_R}{R_m(s-c)} \tag{13.57}$$

Тангенсальные изгибные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{b\theta}(F_R) = m_{\theta F}\frac{6F_R}{(s-c)^2} \tag{13.58}$$

Радиальные мембранные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{mx}(F_R) = n_{RF}\frac{F_R}{(s-c)^2} \tag{13.59}$$

Радиальные изгибные напряжения от силы F_R.

$$\sigma_{bR}(F_R) = m_{RF}\frac{6F_R}{(s-c)^2} \tag{13.60}$$

13.3.4.2. Расчет напряжений от изгибающих моментов M_1 и M_2

Тангенсальные мембранные напряжения в расчетных точках 1-4 от момента M_1 и в точках 5-8 от момента M_2:

$$\sigma_{m\theta}(M) = n_{\theta M}\frac{M}{(s-c)^2\sqrt{R_m(s-c)}} \tag{13.61}$$

Тангенсальные изгибные напряжения от момента M_1 в точках 1-4 и от момента M_2 в точках 5-8:

$$\sigma_{b\theta}(M) = m_{\theta M}\frac{6M}{(s-c)^2\sqrt{R_m(s-c)}} \tag{13.62}$$

Радиальные мембранные напряжения от момента M_1 в точках 1-4 и от момента M_2 в точках 5-8:

$$\sigma_{mR}(M) = n_{RM}\frac{M}{(s-c)^2\sqrt{R_m s}} \tag{13.63}$$

Радиальные изгибные напряжения от момента M_1 в точках 1-4 и от момента M_2 в точках 5-8:

$$\sigma_{bR}(M) = m_{RM}\frac{6M}{(s-c)^2\sqrt{R_m s}} \qquad (13.64)$$

13.3.4.3. Расчет напряжений от крутящего момента M_T

От крутящего момента в соединении штуцера и обечайки возникают касательные напряжения:

$$\tau_{\theta x} = \frac{M_T}{2\pi\, r_0^2 (s-c)} \qquad (13.65)$$

13.3.4.4. Расчет напряжений от сдвиговых сил F_1 и F_2

Силы F_1 в точках 5-8 и F_2 в точках 1-4 создают мембранные сдвиговые напряжения:

$$\tau_{x\theta} = \frac{F_{1(2)}}{\pi\, r_0 (s-c)} \qquad (13.66)$$

13.3.4.5. Расчет напряжений от внутреннего давления

Местные мембранные напряжения от внутреннего давления определяются в зависимости от коэффициента интенсификации напряжения, полученного для поперечного сечения обечайки (13.3.27) $I_{\theta p} = I_{xp}$.

Окружное напряжение от внутреннего давления во всех расчетных точках:

$$\sigma_{\theta p} = I_{\theta p} p \frac{D + ((s+s_2)-c)}{4((s+s_2)-c)} \qquad (13\ 67)$$

Продольное (радиальное) напряжение от внутреннего давления во всех расчетных точках определяется по формуле 13.67 при $I_{\theta p} = 1$.

Если расчетный коэффициент $I_{\theta p} < 1$, то для определения окружных и осевых напряжений во всех расчетных точках врезки используется коэффициент интенсификации равный $(0\ 5 + 0.5 I_{\theta p})$

13.3.4.6. Расчет напряжений при произвольном сложном нагружении

В общем случае, все приложенные нагрузки на штуцер можно разложить по трем направлениям, т.е. представить как одновременно действующие силы F_R, F_1, F_2, и моменты M_1, M_2, M_T. После определения напряжений от действующих сил и давления (пп.13.3.4.1 – 13.3.4.5.), суммарные напряжения в расчетных точках (1-8) определяются с учетом знаков согласно табл. 13.3.

Таблица №13.3

Местные напряжения в сферической оболочке в зоне врезки штуцера, работающего под действием внутреннего давления и внешних нагрузок согласно **WRC №107**									
формула №	**Окружные (отн. патр.) напряжения, σ_θ**	1	2	3	4	5	6	7	8
13 57	Мембранные от F_R	-	-	-	-	-	-	-	-
13 58	Изгибные от F_R	-	+	-	+	-	+	-	+
13 61	Мембранные от M_1					-	-	+	+
13 62	Изгибные от M_1					-	+	+	-
13 61	Мембранные от M_2	-	-	+	+				
13 62	Изгибные от M_2	-	+	+	-				
13 67	Окружные напряжения от давления $\sigma_{\theta p}$	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные окружные напряжения $\sigma_{m\theta}$									
Суммарные окружные напряжения σ_θ (13 5)									
	Радиальные (отн. патр.)напряжения, σ_x	1	2	3	4	5	6	7	8
13 59	Мембранные от F_R	-	-	-	-	-	-	-	-
13 60	Изгибные от F_R	-	+	-	+	-	+	-	+
13.63	Мембранные от M_1					-	-	+	+
13.64	Изгибные от M_1					-	+	+	-
13 63	Мембранные от M_2	-	-	+	+				
13 64	Изгибные от M_2	-	+	+	-				
13 67	Радиальные напряжения от давления σ_{xp}	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные продольные напряжения σ_{mx}									
Суммарные продольные напряжения σ_x (13 5)									
13 65	Сдвиговые напряжения от M_t	+	+	+	+	+	+	+	+
13 66	Сдвиговые напряжения от F_1					-	-	+	+
13 66	Сдвиговые напряжения от F_2	+	+	-	-				
Суммарные сдвиговые напряжения $\tau_{\theta x}$									
13 9	**Приведенные общие напряжения $\sigma_{экв}$**								

13.3.5. Патрубок штуцера, соединенный со сферической оболочкой

При расчете патрубка используются относительные безразмерные усилия и моменты, полученные при расчете сферической оболочки.

13.3.5.1. Расчет напряжений от силы F_R

Окружные мембранные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{m\theta}(F_R) = n_{\theta F}\frac{F_R}{(s-c)^2} \tag{13.68}$$

Окружные изгибные напряжения в патрубке от силы F_R по сравнению с мембранными значительно ниже, поэтому их значениями пренебрегают.

Осевые мембранные напряжения от силы F_R:

$$\sigma_{ma}(F_R) = \frac{F_R}{A}, \tag{13.69}$$

где $A = \frac{\pi}{4}\left((d+2s_1)^2 - (d+2c_s)^2\right)$ - расчетная площадь поперечного сечения патрубка.

Осевые изгибные напряжения от силы F_R для всех расчетных точек:

$$\sigma_{ba}(F_R) = \left[6m_{RF} - 3n_{RF}\right]\frac{F_R}{(s_1-c_s)^2} \tag{13.70}$$

13.3.5.2. Расчет напряжений от изгибающего момента $M_{1(2)}$

Окружные мембранные напряжения в расчетных точках 1-4 от момента M_1 и в точках 5-8 от момента M_2:

$$\sigma_{m\theta}(M) = n_{\theta M}\frac{M}{(s-c)^2(d+2s_1)} \tag{13.71}$$

Окружные изгибные напряжения от момента $M_{1(2)}$ по сравнению с мембранными значительно ниже, поэтому их значениями пренебрегают.

Осевые мембранные напряжения от момента M_1 в точках 1-4 и от момента M_2 в точках 5-8:

$$\sigma_{ma}(M) = \frac{M}{W_s}, \tag{13.72}$$

где $W_s = \frac{\pi\left((d+2s_1)^4 - (d+2c_s)^4\right)}{32(d+2s_1)}$ - расчетный момент сопротивления изгибу поперечного сечения патрубка.

Осевые изгибные напряжения от момента M_1 в точках 1-4 и от момента M_2 в точках 5-8:

$$\sigma_{ba}(M_C) = \left(6m_{RM} - 3n_{RM}\right)\frac{M_c}{(s_1-c_s)^2(d+2s_1)} \tag{13.73}$$

13.3.5.3. Расчет напряжений от крутящего момента M_T

От крутящего момента в соединении штуцера и обечайки возникают касательные напряжения:

$$\tau_{\theta x} = \frac{M_T}{2\pi\, r_0^2 (s_1 - c_s)} \tag{13.74}$$

13.3.5.4. Расчет напряжений от сдвиговых сил F_1 и F_2

Силы F_1 в точках 5-8 и F_2 в точках 1-4 создают мембранные сдвиговые напряжения:

$$\tau_{x\theta} = \frac{F_{1(2)}}{\pi\, r_0 (s - c)} \tag{13.75}$$

13.3.5.5. Расчет напряжений от внутреннего давления

Как и в случае для сферической обечайки, местные мембранные напряжения от внутреннего давления определяются в зависимости от коэффициента интенсификации напряжения, полученного для поперечного сечения обечайки (13.3.27) $I_{\theta p} = I_{xp}$.

Окружное напряжение от внутреннего давления во всех расчетных точках:

$$\sigma_{\theta p} = I_{\theta p} p \frac{D + ((s + s_2) - c)}{4((s + s_2) - c)} \tag{13.76}$$

Осевое напряжение от внутреннего давления во всех расчетных точках определяется по формуле 13.3.72 при $I_{\theta p} = 1$.

Если расчетный коэффициент $I_{\theta p} < 1$, то для определения окружных и осевых напряжений во всех расчетных точках врезки вместо коэффициента интенсификации в формулы (13.3.72) подставляется выражение $(0{,}5 + 0{,}5 I_{\theta p})$

13.3.5.6. Расчет напряжений при произвольном сложном нагружении

В общем случае все приложенные внешние нагрузки на штуцер можно разложить по трем направлениям, т.е. представить как одновременно действующие силы F_R, F_C, F_L, и моменты M_C, M_L, M_T. После определения напряжений от действующих сил и давления (пп.13.3.5.1. – 13.3.5.6.), суммарные напряжения в расчетных точках (1-8) определяются с учетом знаков согласно табл. 13.4.

Таблица №13.4

Местные напряжения (с учетом знаков) патрубка в расчетных точках зоны врезки, нагруженной внутренним давлением и внешними нагрузками согласно **WRC №107**

формула №	**Окружные напряжения, σ_θ**	1	2	3	4	5	6	7	8
13 68	Мембранные от F_R	-	-	-	-	-	-	-	-
13 71	Мембранные от M_1					-	-	+	+
13 71	Мембранные от M_2	-	-	+	+				
13.76	Окружные напряжения от давления $\sigma_{\theta p}$	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные окружные напряжения $\sigma_{m\theta}$									
13 5	Суммарные окружные напряжения σ_θ								
	Осевые напряжения, σ_a	1	2	3	4	5	6	7	8
13 69	Мембранные от F_R	-	-	-	-	-	-	-	-
13 70	Изгибные от F_R	-	+	-	+	-	+	-	+
13 72	Мембранные от M_1					-	-	+	+
13 73	Изгибные от M_1					-	+	+	-
13 72	Мембранные от M_2	-	-	+	+				
13 73	Изгибные от M_2	-	+	+	-				
13 76	Осевые напряжения от давления σ_{ap}	+	+	+	+	+	+	+	+
Суммарные мембранные осевые напряжения σ_{ma}									
Суммарные осевные напряжения σ_a (13 5)									
13 74	Сдвиговые напряжения от M_t	+	+	+	+	+	+	+	+
13 75	Сдвиговые напряжения от F_1					-	-	+	+
13 75	Сдвиговые напряжения от F_2	+	+	-	-				
13 5	Суммарные сдвиговые напряжения $\tau_{\theta a}$								
13 9	**Приведенные общие напряжения $\sigma_{экв}$**								

13.4. Жесткость места соединения штуцера

13.4.1. Общие положения

Расчет жесткостей (податливостей) места соединения штуцера с сосудом (аппаратом) производится в трех направлениях:

- линейная жесткость вдоль оси штуцера (осевая), K_R;
- угловая жесткость в поперечной плоскости обечайки, K_θ;
- угловая жесткость в продольной плоскости обечайки, K_L.

Соответствующие указанным жесткостям податливости представляют собой обратные величины $\frac{1}{K_R}; \frac{1}{K_\theta}; \frac{1}{K_L}$.

Связи штуцера с обечайкой в остальных трех направлениях принимаются абсолютно жесткими. Податливости в этом случае задаются равными нулю.

В случае если конструкция врезки штуцера и обечайки не удовлетворяет условиям применения (см. п.13.2.) (например, наклонный штуцер) целесообразно применить метод конечных элементов.

13.4.2. Цилиндрическая обечайка

Определение осевой жесткости врезки штуцера в цилиндрическую обечайку проводится с помощью зависимостей безразмерного параметра $\left[\delta \frac{ER_m}{F_R}\right]$ от геометрических характеристик деталей врезки $\left(\frac{R_m}{s}\right)$, $\left(\frac{C}{R_m}\right)$ и $\left(\frac{L_e}{R_m}\right)$ [17], представленных на рис.13.6,

где δ - перемещение штуцера вдоль его оси;

$R_m = \frac{D+s}{2}$ - средний радиус цилиндрической обечайки без учета коррозии;

L_e - эффективная длина цилиндрической обечайки, в случае смещения оси штуцера относительно центра обечайки на $L_ш$, $L_e = L - \frac{4L_ш^2}{L}$ (рис.13.1);

$C = 0.425(d + 2s_1)$ - приведенный радиус штуцера.

Осевая жесткость штуцера (радиальная обечайки) в месте врезки определяется как:

$$K_R = \frac{F_R}{\delta} = \frac{ER_m}{\left[\delta \frac{ER_m}{F_R}\right]} \qquad (13.77)$$

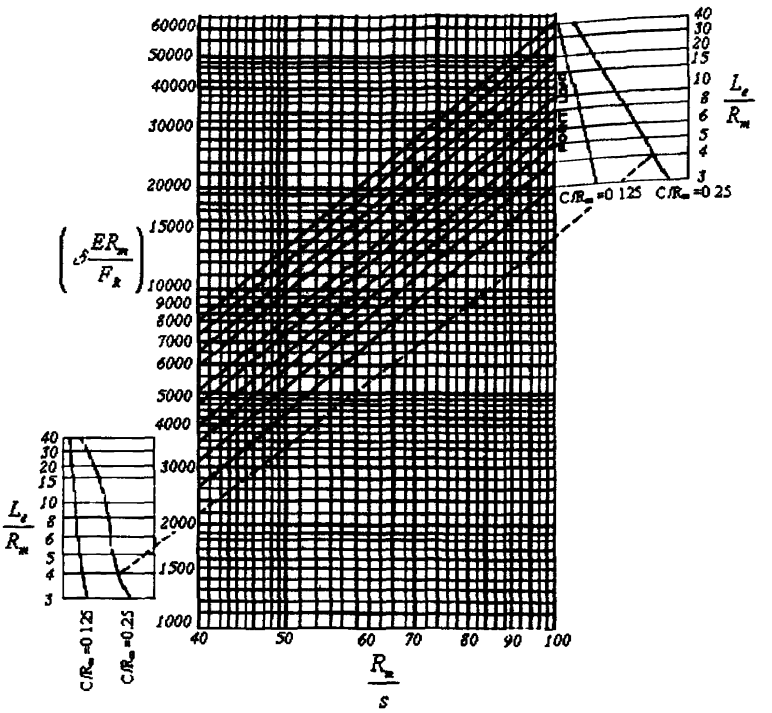


Рис.13.6. Относительное радиальное перемещение обечайки в зоне врезке штуцера

Для определения изгибной жесткости врезки штуцера в поперечной K_θ и продольной K_L плоскостях обечайки используются зависимости безразмерных параметров $\left[\frac{M_{\theta(L)}}{Es^3\varphi_{\theta(L)}}\right]$ от геометрических характеристик деталей врезки $\lambda = \frac{(d+2s_1)}{2R_m}\sqrt{\frac{2R_m}{s}}$, $\Lambda = \frac{L_{eb}}{\sqrt{2R_m s}}$ и $\left(\frac{s}{s_1}\right)$, представленных на рис. 13.7 , 13.8.

где $M_{\theta(L)}$ - изгибающий момент в поперечном (θ) и продольном (L) направлениях обечайки соответственно;

$\varphi_{\theta(L)}$ - угол поворота штуцера от изгибающего момент в поперечном (θ) и продольном (L) направлениях соответственно;

$L_{eb} = \frac{2L^2 - 8L_ш^2}{L + 2\sqrt{0.25L^2 - L_ш^2}}$ - эффективная длина обечайки для определения изгибной жесткости.

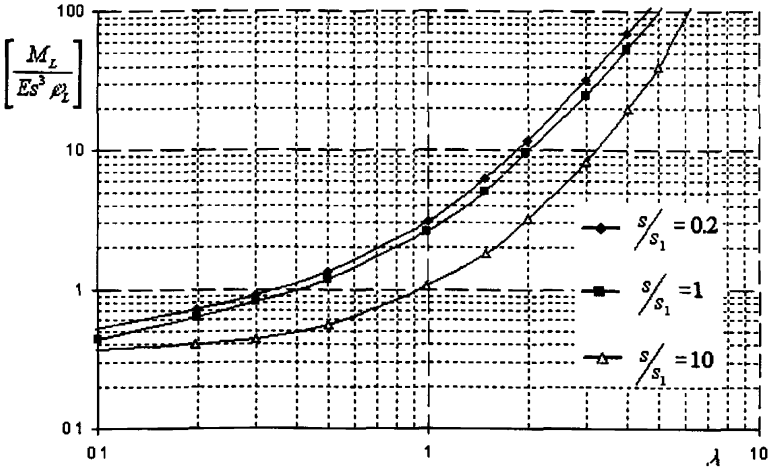


Рис.13.7. Относительное угловое перемещение в продольной плоскости при $\Lambda \geq 10$

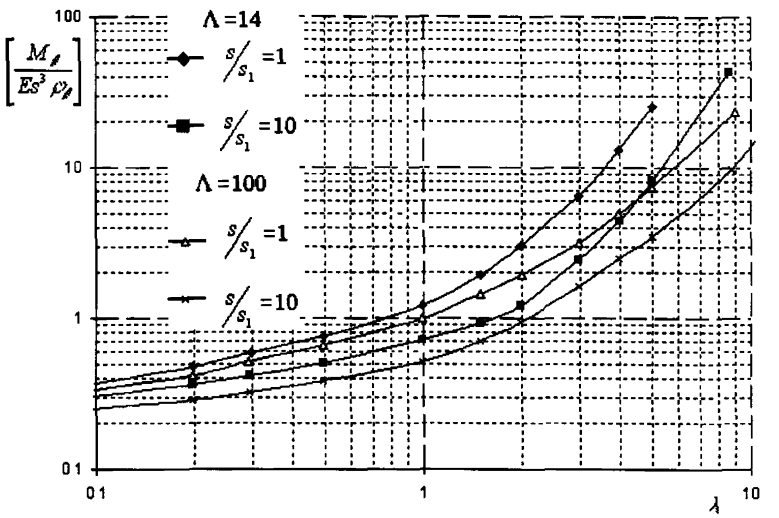


Рис.13.8 Относительное угловое перемещение в поперечной плоскости обечайки

Изгибная жесткость в окружном и продольном направлениях:

$$K_{\theta(L)} = \frac{M_{\theta(L)}}{\varphi_{\theta(L)}} = Es^3\left(\frac{M_{\theta(L)}}{Es^3\varphi_{\theta(L)}}\right) \qquad (13.78)$$

При наличии накладного кольца жесткость врезки штуцера зависит от его ширины l_2 и толщины s_2. При определении жесткости используется допущение, что перемещения

штуцера под действием силовых факторов определяются как сумма перемещений штуцера диаметром $(d+2s_1)$, врезанного в обечайку с толщиной $(s+s_2)$, и перемещений штуцера с расчетным диаметром $(d+2(s_1+l_2))$ и обечайкой толщиной s [17].

Жесткость (податливость) штуцера с укреплением отбортовкой определяется так же, как и для штуцера без укрепления. В то же время штуцер с укреплением вварной торовой вставкой или вварным кольцом рассчитывается как штуцер с укреплением накладным кольцом. В качестве ширины накладного листа используется ширина торовой вставки (вварного кольца) Вместо расчетной толщины $s_p=(s+s_2)$ принимается толщина торовой вставки (вварного кольца) s^*.

В случае использования проходящих штуцеров внутренние части при расчетах жесткости игнорируются

13.4.3. Сферическая обечайка

Определение жесткости в месте врезки штуцера в сферическую обечайку вдоль оси штуцера производится с помощью зависимости безразмерного параметра $\left[\delta\frac{Es^2}{F_R R_m}\right]$ от геометрической характеристики деталей врезки $\left(u=\frac{0.91(d+s_1)}{\sqrt{R_m s}}\right)$ [17], представленной на рис.13.9.

Расчетная схема врезки штуцера в сферическую обечайку, как и в случае прочностных расчетов, может также использоваться при определении жесткости соединения штуцера в эллиптическое днище.

При этом для определения R_m используется расчетный диаметр для эллиптических днищ по (13.53).

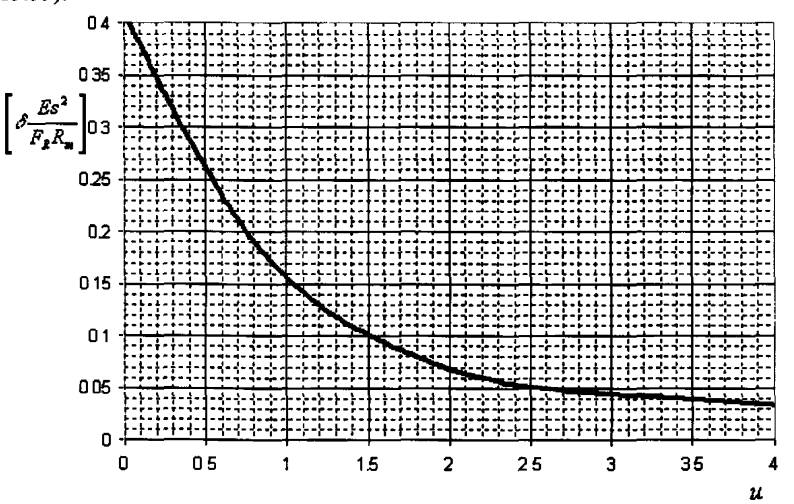


Рис.13.9. Относительное радиальное перемещение штуцера

Радиальная жесткость обечайки в месте врезки штуцера определяется как:

$$K_R=\frac{Es^2}{R_m\left[\delta\frac{Es^2}{F_R R_m}\right]} \qquad (13.79)$$

Для определения изгибной жесткости врезки штуцера в плоскости действия момента M используется зависимость безразмерного параметра $\left[\frac{\delta}{M}\frac{Es^2}{\sqrt{\frac{R_m}{s}}}\right]$ от геометрической характеристики деталей врезки $\left(u=\frac{0.91(d+s_1)}{\sqrt{R_m s}}\right)$, представленной на рис.13.10.

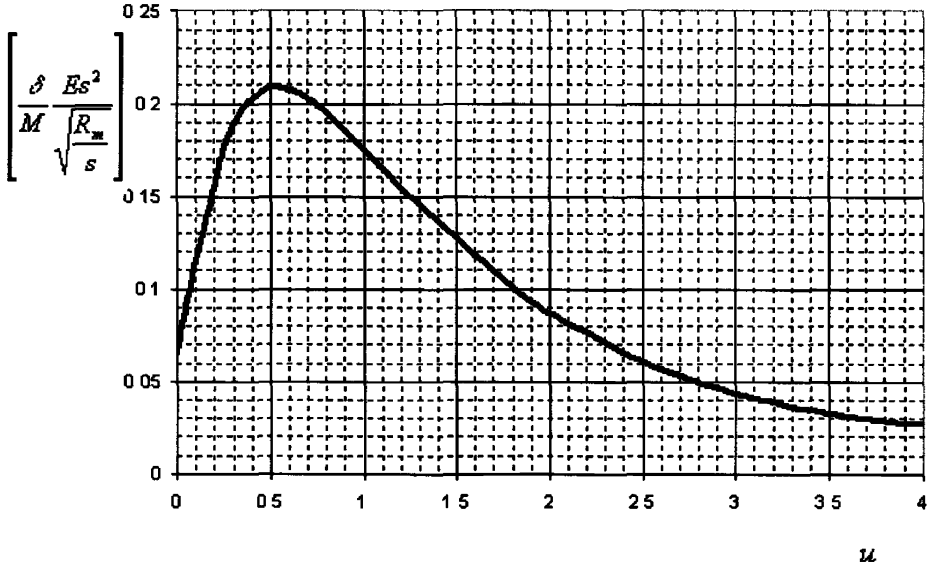


Рис.13.10. Относительное радиальное перемещение края штуцера

По полученным перемещениям определяются угловые перемещения оси штуцера:

$$\varphi=\frac{\delta}{0{,}5(d+s_1)} \tag{13.80}$$

Таким образом, изгибная жесткость врезки штуцера:

$$K_b=\frac{M}{\varphi}=\frac{0{,}5(d+s_1)Es^2}{\sqrt{\frac{R_m}{s}}\left[\frac{\delta}{M}\frac{Es^2}{\sqrt{\frac{R_m}{s}}}\right]} \tag{13.81}$$

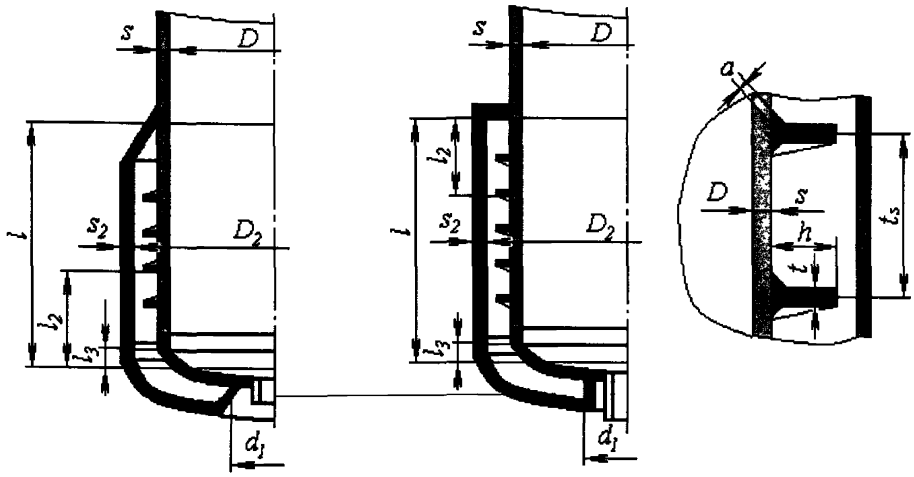
При определении жесткости врезки штуцера при наличии накладного кольца, отбортовки, вварной торовой вставки или вварного кольца используются допущения, принятые для цилиндрической обечайки (см. п.13.4.2).

14. Сосуды с рубашками

Расчет сосудов с рубашками на прочность и устойчивость проводится на основании [21].

14.1. Расчетные схемы

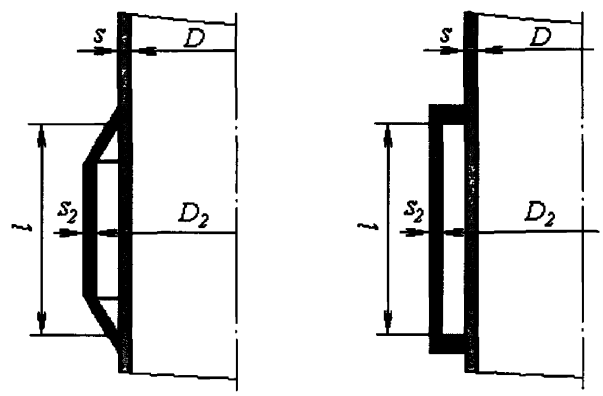
Расчетные схемы сосудов с рубашками приведены на рис. 14.1-14.4



а б

Рис. 14.1. Сосуды с U-образной рубашкой

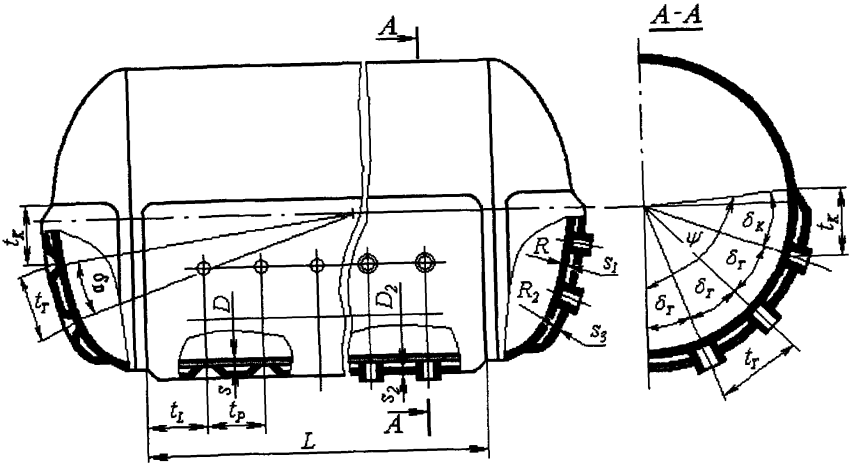
а – с сопряжением при помощи конуса, *б* – с сопряжением при помощи кольца



а б

Рис. 14.2. Сосуды с цилиндрической рубашкой

а – с сопряжением при помощи конуса, б-с сопряжением при помощи кольца



а б

Рис.14.3. Сосуды с рубашками, сопряженными с корпусом сосуда анкерными трубами или отбортовкой

а – с отбортовкой, *б* – с анкерными трубами

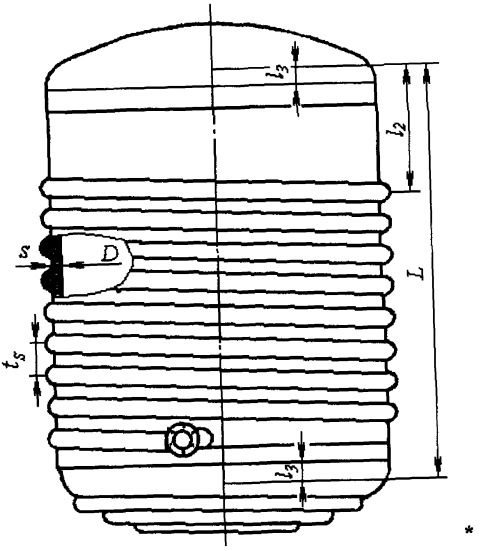


Рис. 14.4. Сосуды со змеевиковыми каналами

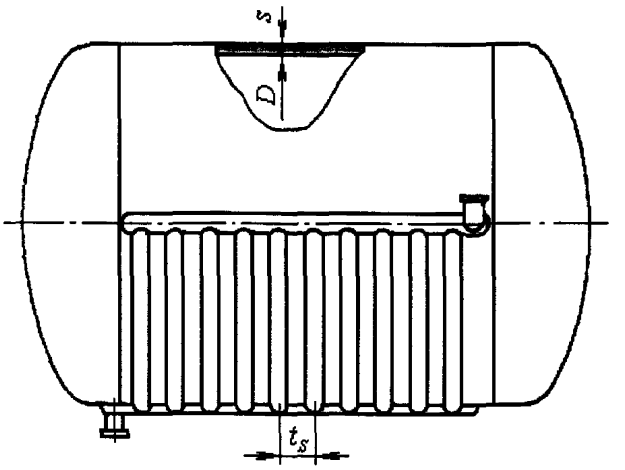


Рис.14.5 Сосуды с регистровыми каналами

Общее условие применения:

Расчетные формулы применимы при условии, что в рубашке действует только избыточное внутреннее давление ($p_2 \geq 0$).

14.2. Сосуды с U-образной рубашкой

Условия применения:

$$\frac{D_2}{D} \leq 1{,}2; \qquad 0{,}001 \leq \frac{s}{D} \leq 0{,}5\left(\frac{D_2}{D} - 1\right); \qquad \frac{s_2}{s} \leq 1{,}2 \tag{14.1}$$

Для сопряжений при помощи конуса:

$$\alpha = 30°,\ \alpha = 45°;\ \text{радиус отбортовки}\quad r_0 = \frac{e_0 - 0{,}5s_2}{1 - \cos\alpha} \tag{14 2}$$

Для сопряжения при помощи кольца:

$h_0 \geq 1{,}5s_2$ - для U-образной рубашки;

$0{,}5\sqrt{Ds} > h_0 \geq s_2$ - для цилиндрической рубашки. (14 3)

Диаметр окружности сопряжения рубашки с днищем сосуда:

$$d_1 \leq 0{,}4D_2 \tag{14 4}$$

14.2.1. Цилиндрические обечайки

Расчет цилиндрических обечаек рубашки и сосуда на внутреннее избыточное давление проводится по п.3 2.1 Расчетное давление для рубашки равно p_2 и расчетное давление для сосуда p, если $p > 0$.

Расчет цилиндрической обечайки сосуда на наружное давление проводится по п.3.2 2. При $p < 0$ за расчетное давление для всего сосуда принимается $|p|$, а для зоны рубашки $p_2 + |p|$. При $p > 0$ расчетное давление в зоне рубашки равно p_2. Расчетные длины для всего сосуда L и для зоны рубашки l определяются по п.3.1.

Цилиндрическая стенка сосуда с кольцами жесткости рассчитывается по п.3.3. Направляющие спирали рассматриваются как кольца жесткости, если выполнены следующие условия:

а) шаг спирали t_s должен быть не более 0,3 D. Если число витков направляющей спирали $n_1 \le 1$, то цилиндрическая обечайка рассчитывается как гладкая;

б) за расчетную длину l_2 принимается расстояние вдоль оси сосуда от конечной точки расчетной длины (рис.14.1.1) до точки замыкания первого витка направляющей спирали, охватывающего всю окружность сосуда. Для направляющих спиралей, выполненных с концевыми кольцами, длина l_2 принимается равной расстоянию вдоль оси сосуда от конечной точки расчетной длины до концевого кольца,

в) расчетные длины b, l_1 и l_2 при расчете по п.3.3. определяются по формулам:

$$b = \max\{t_s - t; l_2 - 0{,}5t\}; \tag{14.5}$$

$$l_1 = \frac{l}{n_1 - 1}; \tag{14.2.6}$$

$$l_e = \min\left\{t_s, t + 1{,}1\sqrt{D(s-c)}\right\} \tag{14.7}$$

г) поперечное сечение направляющей спирали должно, удовлетворять условию $\frac{h}{t} \le 8$, чтобы исключить потерю устойчивости из плоскости;

д) для обеспечения прочности обоих угловых швов на направляющей спирали должно быть выполнено условие

$$a \ge \frac{2th}{\varphi_0 D} \tag{14.8}$$

Расчетный коэффициент сварного шва φ_0 определяется 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, а сумма длин сварных швов не должна быть меньше половины наружной поверхности направляющей спирали на одном витке. Оба конца спирали должны начинаться швом.

14.2.2. Днища

Расчет выпуклых днищ на внутреннее избыточное и наружное давление проводится по п.4. Расчетные давления определяются п.14.2.1.

При расчете днища рубашки отверстие диаметром d_1 не учитывается.

14.2.3. Сопряжение рубашки с корпусом сосуда при помощи конуса

На рис.14.6 представлены расчетные схемы сопряжения рубашки с корпусом.

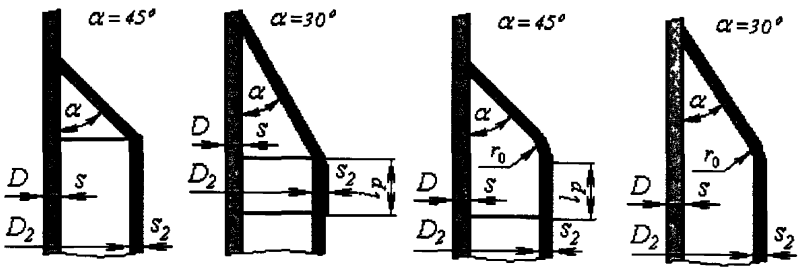


Рис.14.6. Сопряжение рубашки с корпусом сосуда при помощи конуса

Вспомогательные параметры:
а) коэффициент осевого усилия

$$A = \frac{DD_2 - d_1^2}{D_2^2}, \tag{14.9}$$

б) коэффициент, учитывающий расстояние между корпусом сосуда и рубашкой

$$\varepsilon = \frac{e_0}{\sqrt{D_2(s_2 - c)}}; \tag{14 10}$$

в) коэффициент радиуса конической отбортовки

$$\rho = \begin{cases} 0 & \text{для конусов по рис.14.2.1.}а,б \\ \dfrac{r_0 + 0{,}5s_2}{\sqrt{D_2(s_2 - c)}} & \text{для конусов почерт.14.2.1.}в,г \end{cases} \tag{14.11}$$

г) коэффициент длины сопряжения

$$\lambda = \begin{cases} 2\varepsilon + 0{,}25\rho & для\ \alpha = 30°; \\ \varepsilon\sqrt{2} + 0{,}45\rho & для\ \alpha = 45°; \end{cases} \tag{14.12}$$

д) коэффициент отношения прочности корпуса сосуда и рубашки

$$\chi = 1{,}25\frac{[\sigma](s-c)\sqrt{D(s-c)}}{[\sigma]_2(s_2-c)\sqrt{D_2(s_2-c)}} \cdot \left[\sqrt{1 - \frac{pD}{2[\sigma](s-c)}} + \sqrt{1 - \frac{(p-p_2)D}{2[\sigma](s-c)}}\right] \tag{14 13}$$

Если в сосуде вакуум ($p < 0$), то в формулу (14.13) подставляют $p = 0$;
е) расчетные коэффициенты прочности сварного шва

$$\varphi_{R1} = \varphi_{T1} \tag{14.14}$$

$$\varphi_{R2} = \begin{cases} \varphi_{T2}, & -для\ конусов\ по\ рис.14.2.1.в,г \\ \varphi_{T2}, если\ l_R \le 0{,}5\sqrt{D_2(s_2-c)} & \\ 1{,}0,\ \ если\ l_R > 0{,}5\sqrt{D_2(s_2-c)} & -для\ конусов\ по\ рис.14.2.1.а,б \end{cases} \tag{14.15}$$

ж) относительная эффективная несущая длина конуса

$$\mu = \min\left\{\frac{\varepsilon}{\sin\alpha}; \sqrt{\frac{\varphi_{R1}+\varphi_{R2}}{4\cos\alpha}}\right\} \tag{14.16}$$

Допускаемое избыточное давление в рубашке

$$[p_2] = \frac{2[\sigma]_2(s_2-c)\varphi_{p2}}{D_2+(s_2-c)} \cdot \frac{B}{A} \tag{14.17}$$

Коэффициент сопряжения при помощи конуса

$$B = 2\sqrt{\frac{(s_2-c)}{D_2}}\min\{X_1; X_2; X_3\}, \tag{14.18}$$

где

$$X_1 = \frac{\cos\alpha}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{\varphi_{R1}+\varphi_{R2}}{4\cos\alpha} + \lambda f_1\right) \tag{14.19}$$

$$X_2 = f_2\sqrt{1+\varphi_{R2}}, \tag{14.20}$$

$$X_3 = \chi f_3 + \left(\frac{\varphi_{R1}+\varphi_{R2}}{4\mu\cos\alpha} + \mu\right) f_4 \tag{14.21}$$

Коэффициент прочности f_1:

$$f_1 = \begin{cases} \frac{1}{2}\left(1+\lambda+\chi-\frac{(1-\chi)^2}{4\lambda}\right) & \text{для } \lambda > \frac{|\chi-1|}{2} \\ \lambda + \min\{1;\chi\} & \text{для } \lambda \le \frac{|\chi-1|}{2} \end{cases} \tag{14 22}$$

Коэффициент прочности f_2:

- при $\alpha = 30^0$

$$f_2 = 1{,}22(1+0{,}51\rho+2\varepsilon z)\ , \tag{14 23}$$

где $z = \begin{cases} 2\left(\varepsilon_0/\varepsilon\right) & \text{для } \varepsilon \ge \varepsilon_0 \\ 1+\left(\varepsilon_0/\varepsilon\right)^2 & \text{для } \varepsilon < \varepsilon_0 \end{cases}$; $\varepsilon_0 = 0{,}38\sqrt{1+0{,}54\rho+0{,}15\rho^2}$.

- при $\alpha = 45^0$

$$f_2 = 0{,}71+0{,}52\rho+\varepsilon z$$

где $z = \begin{cases} 2\left(\varepsilon_0/\varepsilon\right) & \text{для } \varepsilon \ge \varepsilon_0 \\ 1+\left(\varepsilon_0/\varepsilon\right)^2 & \text{для } \varepsilon < \varepsilon_0 \end{cases}$; $\varepsilon_0 = 0{,}60\sqrt{1+0{,}83\rho+0{,}37\rho^2}$ (14.24)

Коэффициент прочности f_3.

- при $\alpha = 30^0$

$$f_3 = \sqrt{3} + \frac{1{,}34\rho^3\left(\frac{0{,}2}{\varepsilon}\right)^4}{24\varepsilon + \rho^2 \max\left\{0; \left(\frac{0{,}5}{\sqrt{3}\varepsilon}\right)^3 - 1\right\}} \qquad (14.25)$$

- при $\alpha = 45^0$

$$f_3 = 1 + \frac{12\rho^3\left(\frac{0{,}2}{\varepsilon}\right)^4}{12\varepsilon + \rho^2 \max\left\{0; \left(\frac{0{,}5}{\varepsilon}\right)^3 - 1\right\}} \qquad (14\ 26)$$

Коэффициент прочности f_4:

- при $\alpha = 30^0$

$$f_4 = \sqrt{3}\max\left\{1; \min\left\{1; 0{,}8 + \frac{4{,}56}{100\varepsilon}\right\} + \frac{\rho}{3}\min\left\{1; \frac{\frac{4}{3}}{1 + \sqrt{3}\varepsilon\left(1 + \sqrt{3}\varepsilon\left(1 + 9{,}5\varepsilon\right)\right)}\right\}\right\} \qquad (14.27)$$

- при $\alpha = 45^0$

$$f_4 = \max\left\{1; \min\left\{1; 0{,}8 + \frac{6{,}0}{100\varepsilon}\right\} + \frac{\rho}{2}\min\left\{1; \frac{\frac{4}{3}}{1 + \varepsilon\left(1 + \varepsilon\left(1 + 5{,}5\varepsilon\right)\right)}\right\}\right\} \qquad (14.28)$$

Определение размеров сопряжения при помощи конуса.

Толщина стенки конуса должна быть равна или больше толщины стенки сопряженной цилиндрической рубашки. Если необходимо увеличить толщину стенки конуса, то следует одновременно увеличить и толщину стенки сопряженной цилиндрической обечайки рубашки на длине

$$l_p \geq \begin{cases} 0{,}7\sqrt{D_2(s_2 - c)} & \textit{для конусов по рис.}14.6.\textit{а,б}; \\ 0{,}5\sqrt{D_2(s_2 - c)} & \textit{для конусов по рис.}14.6.\textit{в,г}. \end{cases} \qquad (14.29)$$

Расчетная толщина стенки конуса:

$$s_{2p} = \frac{p_2 D_2}{2[\sigma]_2 \varphi_{p2} \cdot \frac{B}{A} - p_2} \qquad (14.30)$$

Условие выполнения прочности стенки конуса:

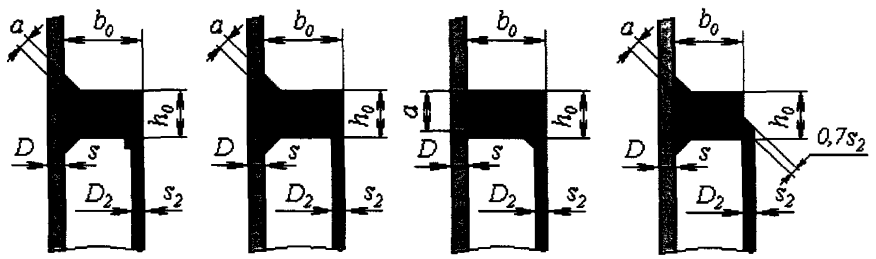
$$s_2 \geq s_{2p} + c \qquad (14.31)$$

14.2.4. Сопряжение рубашки с корпусом сосуда при помощи кольца

Вспомогательные параметры:
а) расчетные коэффициенты прочности сварного шва

$$\varphi_{R1} = \begin{cases} 1{,}0 & \text{для колец по рис.14.7.}а,б,г \\ \left(\dfrac{a}{h_0}\right)^2 \varphi_{T1} & \text{для колец по рис.14.7 }в \end{cases} \tag{14.32}$$

$$\varphi_{R2} = \begin{cases} \varphi_{T2} & \text{для колец по рис 14.7.}б,в \\ 0 & \text{для колец по рис.14.7.}г \end{cases} \tag{14.33}$$



а б в г

Рис.14.7. Сопряжение рубашки с корпусом сосуда при помощи кольца

б) параметры кольца

$$H = \frac{h_0 - c}{\sqrt{D(s-c)}} \tag{14.34}$$

$$P = \frac{p_2}{[\sigma]_0 \varphi_{p0}} \tag{14.35}$$

$$Q = \frac{D\varphi_{R1}}{2b_0\varphi_{p0}} \tag{14.36}$$

в) относительный момент нагружения

$$M_0 = \frac{\varepsilon_0}{b_0} \cdot \frac{D_2^2}{2D(s-c)} \cdot A, \tag{14.37}$$

где A – коэффициент осевого усилия по формуле (14.9);
г) относительный реактивный момент в стенке сосуда

$$M_1 = \frac{[\sigma](s-c)}{2[\sigma]_0 \varphi_{p0} b_0} \left[2 - \frac{1}{2}\left(\frac{pD}{2[\sigma](s-c)}\right)^2 - \frac{1}{2}\left(\frac{(p-p_2)D}{2[\sigma](s-c)}\right)^2 \right] \tag{14.38}$$

Если $p > p_2 > 0$, то в формулу (14.38) подставляют $p = 0$;

д) относительный реактивный момент в стенке рубашки

$$M_2 = \frac{[\sigma]_2 (s_2 - c)\varphi_{R2}}{2[\sigma]_0 \varphi_{p0} b_0} \cdot \frac{D_2 (s_2 - c)}{D(s-c)}; \tag{14.39}$$

е) относительный реактивный момент в месте сопряжения кольца со стенкой сосуда

$$M_3 = \min\{QH^2; (1 + 2H)M_1\}. \tag{14.40}$$

Допускаемое избыточное давление в рубашке

$$[p_2] = (H^2 + M_2 + M_3)\frac{[\sigma]_0 \varphi_{p0}}{M_0} \tag{14.41}$$

Расчетная высота кольца:

$$h_{0p} = \sqrt{D(s-c)}\max\left\{\sqrt{\frac{PM_0 - M_2}{1+Q}}; \sqrt{PM_0 - M_1 - M_2 + M_1^2} - M_1\right\} \tag{14.42}$$

При наличии в формуле (14.42) отрицательного значения под знаком радикала соответствующий член при определении максимума не учитывают. Если в обоих членах значении под знаком радикала отрицательны, то толщину кольца определяют по (14.3).

Условие выполнения прочности стенки кольца:

$$h_0 \geq h_{0p} + c \tag{14.43}$$

Размер сварного шва между сосудом и кольцом при сопряжениях (см. рис.14.7. а,б,г) должен удовлетворять условию:

$$a \geq \frac{s-c}{2} \cdot \frac{\max\left\{\frac{p_2 D}{2(s-c)}; 2[\sigma]_0 \varphi_{p0}(PM_0 - M_2 - H^2)\frac{b_0}{h_0}\right\}}{\min\{[\sigma]_0; [\sigma]\}}. \tag{14.44}$$

14.2.5. Нагрузка от собственного веса

Собственные веса G и G_2 вызывают в конусе или в кольце осевое усилие

$$F = \begin{cases} +G_2, & \text{если опоры на сосуде} \\ -G, & \text{если опоры на рубашке} \end{cases} \tag{14.45}$$

Несущая способность от совместного действия осевого усилия и избыточного давления в рубашке определяется по формуле:

$$\left| \frac{p_2}{[p_1]} + \frac{4F}{\pi [p_2] D_2^2 A} \right| \leq 1, \tag{14.46}$$

где $[p_2]$ – допускаемое избыточное давление по формуле (14.17) для сопряжения при помощи конуса и по формуле (14.41) для сопряжения при помощи кольца;

A – коэффициент осевого усилия по формуле (14.9).

14.3. Сосуды с цилиндрическими рубашками

Условия применения расчетных формул такие же, как и для сосудов с U- образными рубашками.

14.3.1. Цилиндрические обечайки

Цилиндрические обечайки рассчитывают в соответствии с п. 14.2.1.

14.3.2. Сопряжение при помощи конуса

Конические сопряжения удовлетворяют требованиям прочности, если они выполнены с толщиной стенки, равной толщине стенки цилиндрической обечайки рубашки, и выполняется условие:

$$e_0 \le 1{,}8\sqrt{D_2(s_2 - c)} \qquad (14\ 47)$$

14.3.3. Сопряжение при помощи кольца

Расчетная высота кольца:

$$h_{0p} = 0{,}6e_0\sqrt{\frac{p_2}{[\sigma]_2}} \qquad (14\ 48)$$

Условие выполнения прочности стенки кольца:

$$h_0 \ge \max\{s_2; h_{0p} + c\} \qquad (14.49)$$

Размер сварного шва между сосудом и кольцом при сопряжениях по рис.14.2 *а, б, г* должен удовлетворять условию:

$$a \ge 0{,}4h_0 \frac{\max\left\{p_2\frac{e_0}{h_0}, \min\left\{[\sigma]_0; 2[\sigma]\cdot\left(\frac{s}{h_0}\right)^2\right\}\right\}}{\min\{[\sigma]_0; [\sigma]\}} \qquad (14.50)$$

для колец при сопряжении по рис.14.2.в:

$$a = h_0 \qquad (14.51)$$

14.3.4. Нагрузка от собственного веса сосуда или рубашки

Проверка несущей способности при нагружении конических или кольцевых сопряжений собственным весом сосуда или рубашки проводится по формуле:

$$|F| \le \frac{\pi}{4} D_2^2 [p_2] A, \qquad (14\ 52)$$

где F – осевое усилие по п. 14.2.5.;

$[p_2]$ – допускаемое избыточное давление по формуле (14.17) для сопряжения при помощи конуса и по формуле (14.41) для сопряжения при помощи кольца;

A – коэффициент осевого усилия по формуле (14.9).

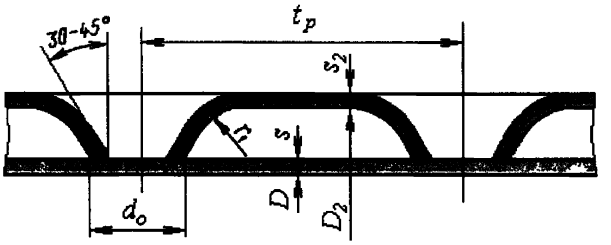
При наличии компенсатора на рубашке формула (14.52) применима при условии, что опорные элементы не расположены на рубашке.

14.4. Сосуды, частично охваченные рубашками, сопряженными с корпусом анкерными трубами и отбортовками

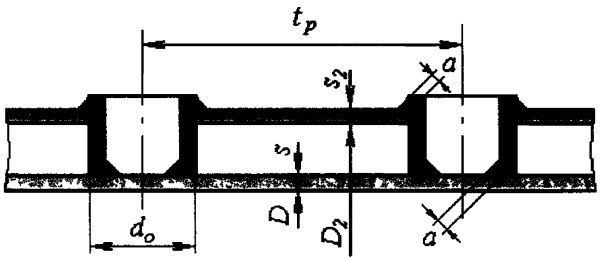
Условия применения:

$$\delta_T \le 30^\circ \min\left\{1;4\sqrt{\frac{L}{D}}\cdot\sqrt[4]{\frac{s-c}{D}}\right\};\quad 0{,}8 \le \frac{t_p}{t_T} \le 1{,}25,\quad a \ge 0{,}7\min\{s_0;s_2\} \qquad (14.53)$$

Расчетная формула для сопряжения отбортовкой применима при углах отбортовки от 30 до 45° (рис.14.8) и при проваренных сварных швах.



а



б

Рис.14.8. Сопряжение рубашки с корпусом сосуда
а – отбортовкой, б – анкерными трубами

14.4.1. Цилиндрическая обечайка

Расчет цилиндрической обечайки сосуда на внутреннее избыточное давление проводится по п.3.2.1

Расчет цилиндрической обечайки сосуда на наружное давление проводится по п.3.2.2. При $p < 0$ за расчетное давление для всего сосуда принимается $|p|$

Части цилиндрической обечайки сосуда, охваченные рубашкой, и цилиндрические части рубашки при нагружении давлением p_2 рассчитывают по п. 14.4.3. как плоские участки.

Если $p < 0$, то чтобы исключить появление вмятин на цилиндрической обечайке сосуда необходимо, чтобы:

$$\frac{s-c}{D} \ge \sqrt[3]{4{,}5\cdot\frac{p}{E_1}\left(\frac{\delta_T}{360^0}\right)^2} \qquad (14.54)$$

14.4.2. Днища

Расчет выпуклых днищ на внутреннее избыточное и наружное давление проводится по п.4. Расчетные давления определяются п.14.2.1.

Части днища сосуда, охваченные рубашкой, и части рубашки в зоне днища при нагружении давлением p_2 рассчитывают по п.14.4.3 как плоские участки. При этом в формулы вместо толщины стенки цилиндрической обечайки s подставляют толщину днища сосуда s_1 и вместо толщины стенки цилиндрической обечайки s_2 толщину днища рубашки s_4.

14.4.3. Плоские участки

Допускаемое избыточное давление в рубашке:

- для стенки сосуда

$$[p_2]=[\sigma]\frac{(s-c)^2}{t_p t_T}\cdot f_5\left[1-\left(\frac{pD_R}{2[\sigma]_1(s-c)}\right)^2\right] \qquad (14.55)$$

- для стенки рубашки

$$[p_2]=[\sigma]_2\cdot\frac{(s_2-c)^2}{t_p t_T}\cdot f_6 \qquad (14.56)$$

Коэффициенты прочности f_5 и f_6 определяются в зависимости от отношения d_0/t_0 и от относительного реактивного момента m:

$$f_5=\frac{\pi}{2}\left(1+1{,}3\frac{1{,}8+2{,}3\dfrac{d_0}{t_0}}{\ln\dfrac{t_0}{d_0}}\right) \qquad (14.57)$$

$$f_6=\frac{\pi}{2}\left(1+1{,}3\frac{1{,}3+\dfrac{m}{2}+(1+1{,}3m)\dfrac{d_0}{t_0}}{\ln\dfrac{t_0}{d_0}}\right), \qquad (14.58)$$

где $t_0=\sqrt{t_p t_T}$ - эффективный шаг анкерных труб или отбортовок;

$$m=\begin{cases}1{,}0 & -\textit{для сопряжений отбортовкой}\\ \min\left\{1,\left(\dfrac{a}{s_2}\right)^2,\left(\dfrac{s_0}{s_2}\right)^2\right\} & -\textit{для сопряжений анкерными трубами.}\end{cases}$$

Расчетные величины шага:

$$t_1=(s-c)\sqrt{\frac{[\sigma]}{p_2}\cdot f_5\left[1-\left(\frac{pD_R}{2[\sigma](s-c)}\right)^2\right]}\quad ; \qquad (14.59)$$

$$t_2=(s_2-c)\sqrt{\frac{[\sigma]_2}{p_2}\cdot f_6} \qquad (14.60)$$

Расчетные толщины стенок:

$$s_p = t_0\sqrt{\frac{p_2}{[\sigma]f_5} + \left(\frac{pD_R}{2[\sigma]\varphi_0}\right)^2}; \tag{14.61}$$

$$s_{2p} = t_0\sqrt{\frac{p_2}{[\sigma]_2 f_6}} \tag{14.62}$$

Условия выполнения прочности элементов плоских участков:

$$t_0 \le \min\{t_1; t_2\} \tag{14.63}$$

$$s \ge s_p + c \tag{14.64}$$

$$s_2 \ge s_{2p} + c \tag{14.65}$$

Размеры сопряжений при помощи конуса определяют по п. 14.3.2 и размеры сопряжений при помощи кольца – по п.14.3.3.

Расстояния от края рубашки до первого ряда анкерных труб или отбортовок должны удовлетворять условиям:

$$t_L \le t_p \min\left\{1; 0{,}5 + \sqrt{\frac{t_T}{t_p f_6}}\right\} \tag{14.66}$$

$$t_K \le t_T \min\left\{1; 0{,}5 + \sqrt{\frac{t_p}{t_T f_6}}\right\} \tag{14.67}$$

Расчетная толщина отбортовки

$$s_{2p} = \frac{p_2 t_p t_T \eta}{0{,}7\pi(d_0 - s_2)\min\{[\sigma]; [\sigma]_2\}} \tag{14.68}$$

где $\eta = 1 - \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_0}{t_0}\right)^2$.

Условия выполнения прочности стенки отбортовки:

$$s_2 = a \ge s_{2p} + c \tag{14.69}$$

Расчетная толщина анкерных труб:

$$s_{0p} = \frac{p_2 t_p t_T \eta}{\pi(d_0 - 2s_0)\min\{[\sigma]_0; [\sigma]; [\sigma]_2\}}, \tag{14.70}$$

Условия выполнения прочности анкерных труб:

$$a \ge 1{,}41 s_{0p} + c \tag{14.71}$$

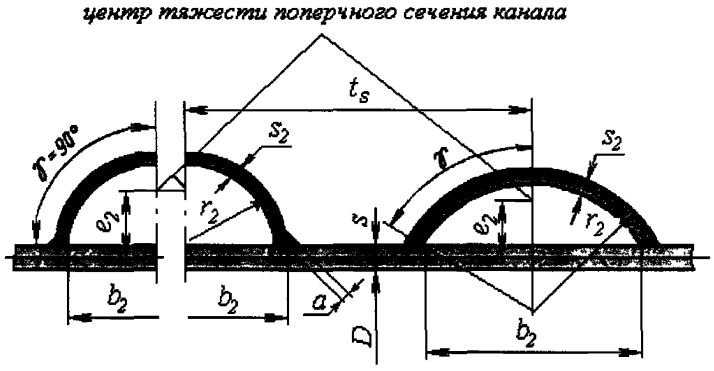
$$s_0 \ge s_{0p} + c \tag{14.72}$$

14.5. Сосуды с каналами

Условия применения:

$$b_2 \le 0{,}1D_1; \quad h_2 \ge s_2; \quad 20^\circ \le \gamma \le 90^\circ \tag{14.73}$$

Расчетные формулы для каналов применимы при V-образных сварных швах с полным проваром, а для каналов полукруглого сечения также и при угловых швах.



а б в

Рис.14.9. Каналы

а – полукруглое сечение с V-образным швом, б – полукруглое сечение с угловым швом, в – сегментное сечение

14.5.1. Цилиндрическая обечайка

Расчет цилиндрической обечайки сосуда на внутреннее избыточное давление проводится по п 3 2 1

Расчет цилиндрической обечайки сосуда на наружное давление проводится по п.3.2.2. При $p < 0$ за расчетное давление для всего сосуда принимается $|p|$.

В сосудах со змеевиковым каналом (рис.14.4) его можно рассматривать как кольцо жесткости и цилиндрическую обечайку рассчитывать как укрепленную кольцами жесткости по п.3.3. при условии, что учитываются следующие особенности:

а) шаг змеевикового канала t_s должен быть не более $0{,}3D$. Если $n_2 \le n_3 + 1$, то цилиндрическую обечайку рассчитывают как гладкую обечайку;

б) расчетную длину l_2 при расчете по п.3.3. определяют как осевое расстояние от начала или конца расчетной длины (рис.3.1.4) до места окончания первого витка змеевикового канала, охватывающего всю окружность рубашки;

в) расчетные значения b, l_1 и l_e при расчете по п 3.3 определяют по формулам:

$$b = \max\{t_s - b_2, l_2 - 0{,}5b_2, b_2\}, \tag{14.74}$$

$$l_1 = \frac{L}{n_2 - n_3 - 1}; \tag{14.75}$$

$$l_e = \min\left\{t_s, 2(s_2 - c) + b_2 + 1{,}1\sqrt{D(s-c)}, t_s - b_2 + 1{,}1\sqrt{D(s-c)}, 2(s_2 - c) + 1{,}1\sqrt{D(s-c)}\right\}; \tag{14 76}$$

г) используемые в п.3.3. величины e, $I_к$ и $A_к$ определяют по формулам

$$e = e_2 = \frac{s-c}{2} + 0{,}65h_2; \tag{14.77}$$

$$I_K = r_3 h_2^2 (s_2 - c)0{,}3 \cdot \frac{\gamma}{90^\circ}; \tag{14.78}$$

$$A_K = \begin{cases} r_3(s_2-c)\pi\dfrac{\gamma}{90^\circ} & для\ p_1 \le 0, \\ r_3(s_2-c)\pi\dfrac{\gamma}{90^\circ} - \dfrac{\pi}{4}\cdot\dfrac{p_2}{[\sigma]_2}\cdot h_2 b_2 & для\ p_1 > 0 \end{cases} \tag{14.79}$$

Цилиндрическую обечайку сосуда при нагружении давлением p_2 в каналах рассчитывают как полосу обечайки шириной b_2 по п. 14.5.3.

14.5.2. Днища

Выпуклые днища рассчитывают по п.4. на внутреннее избыточное давление с расчетным давлением p, если $p > 0$, и на наружное давление с расчетным давлением p, если $p < 0$. Выпуклые днища при нагружении давлением p_2 в каналах рассчитывают как полосу обечайки шириной b_2 по п. 14.5.3..

14.5.3. Полоса обечайки под каналами

Допускаемое избыточное давление в каналах по окружности цилиндрической обечайки:

$$[p_2] = \frac{4[\sigma](s-c)^2}{b_2^2 + 4r_3(s-c)\cos\gamma}\left(1 + \frac{b_2^2}{2D(s-c)}\right) \tag{14.80}$$

Если $p < 0$, то должно дополнительно выполняться условие

$$\frac{p_2}{[\sigma]_2} \le 1 - \left[\frac{|p|D}{4[\sigma](s-c)}\right]\left[\frac{D(s-c)+b_2^2}{D(s-c)+0{,}5b_2^2}\right] \tag{14.81}$$

Если $p_2 > p > 0$, то должно дополнительно выполняться условие:

$$\frac{p_2 - p}{[p_2]} \le 1 - \left(\frac{pD}{4[\sigma](s-c)}\right) \tag{14.82}$$

Допускаемое избыточное давление в каналах вдоль оси цилиндрической обечайки и каналах на днище:

$$[p_2] = \frac{4[\sigma](s-c)^2}{b_2^2}\left[1 - \left(\frac{pD_R - 2p_2 r_3\cos\gamma}{2[\sigma](s-c)}\right)^2\right] \tag{14.83}$$

14.5.4. Каналы

Вспомогательные параметры

Коэффициент понижения прочности V в зоне сопряжения штуцера с каналом рассчитывают по п 10 4 Если канал и штуцер выполнены из трубы одинаковых размеров и материала, то коэффициент V рассчитывают по формуле:

$$V = \frac{1}{0{,}9 + \sqrt{\dfrac{r_3}{8(s_2-c)}}} \tag{14 84}$$

Расчетное значение коэффициента прочности сварного шва: для V-образного шва (рис.14.9. *а, в*):

$$\varphi_{R5} = \varphi_{R6} = \varphi_{T2}, \tag{14.85}$$

для углового шва (рис.14.9. *б*):

$$\varphi_{R5} = \min\left\{0{,}4; 0{,}7\frac{a}{s_2 - c}\right\} \tag{14.86}$$

$$\varphi_{R6} = 0{,}4 \tag{14.87}$$

Коэффициенты понижения прочности φ_3 и φ_4 каналов:

$$\varphi_3 = \min\{V; \varphi_{R5}\} \tag{14.88}$$

$$\varphi_4 = \min\{V; \varphi_{R6}\} \tag{14 89}$$

Допускаемое избыточное давление в канале:

$$[p_2] = \frac{[\sigma]_2 (s_2 - c)}{r_3} \cdot \varphi_3 \tag{14.90}$$

Расчетная толщина стенки канала:

$$s_{2p} = \frac{2 r_2 p_2}{2[\sigma]_2 \varphi_4 + p_2}; \tag{14.91}$$

Условия выполнения прочности стенки канала:

$$s_2 \geq s_{2p} + c \tag{14.92}$$

при этом размер сварного шва для угловых швов

$$a \geq 0{,}6 s_{2p} \tag{14.93}$$

14.5.5. Распределительные каналы в сосудах с регистровыми каналами

Расчет производят в соответствии с п. 14.5.4. , причем следует использовать величины V, φ_3, φ_4 по формулам:

$$V = 1 - \frac{b_2}{t_s} \tag{14.94}$$

$$\varphi_3 = V \varphi_{R5} \tag{14.95}$$

$$\varphi_4 = V \varphi_{R6}, \tag{14.96}$$

где $\varphi_{R5}, \varphi_{R6}$ определяются по (14.86) и (14 87) соответственно.

15. Расчет элементов сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих средах

Расчет элементов сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих средах, проводится на основании [9,22].

15.1. Условия применения

Допускается применять для сосудов и аппаратов из углеродистых и низколегированных сталей, работающих при статических и повторностатических нагрузках и температуре не выше 200^0С и парциальном давлении сероводорода более 0,0003МПА [9].

В сосудах и аппаратах должны применяться следующие типы выпуклых днищ:

- эллиптические с отношением высоты выпуклой части к диаметру $\frac{H}{D} = 0{,}25$;
- полусферические.

Расстояние от края штуцера до края внешней поверхности выпуклого днища, измеряемое по проекции образующей на плоскости основания днища, должно быть:

при $s < 10мм$ $0{,}10(D + 2s)$;

при $s \geq 10мм$ $0{,}09D + s$

Патрубки с внутренней части аппарата должны быть выполнены заподлицо с аппаратом.

Отношение толщины стенки патрубка к толщине стенки обечайки или днища не должно превышать 1,5

Плоские приварные днища должны применяться только с отбортовкой (тип 11, табл.5.1.1)

Конические днища и переходы должны применяться только с отбортовкой независимо от центрального угла при вершине конуса.

Кольца жесткости применяются только с наружной стороны обечайки.

В сосудах и аппаратах, а также трубопроводах блоков должны применяться фланцы приварные встык на $P_y \geq 1{,}6МПа$. Допускается применять плоские приварные фланцы при $D_y \geq 400мм$ и $P_y \leq 1{,}0МПа$ при двухстороннем сплошном проваре

15.2. Допускаемые напряжения, коэффициенты запаса прочности

Допускаемые напряжения в рабочих условиях $[\sigma]$ при расчете по предельным нагрузкам:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min\left(\frac{R_e \text{ или } R_{p0,2}}{n_т}; \frac{R_m}{n_в} \right) \qquad (15.1)$$

Коэффициенты запаса прочности, в зависимости от группы аппарата в рабочих условиях определяются по таблице 15.1. Группа аппарата определяется по [22].

Таблица 15.1

Группа аппарата	Коэффициент запаса прочности	
	$n_т$	$n_в$
I	2,0	3,0
II	1,8	3,0
III, IV	1,6	2,6

Допускаемые напряжения для условий монтажа, гидро- и пневмоиспытаний и коэффициенты запаса устойчивости определяются по п.2 1.

Расчетные значения предела текучести, временного сопротивления и коэффициентов линейного расширения принимаются в соответствии с приложениями 2,3.

Для элементов сосудов и аппаратов, рассчитываемых не по предельным нагрузкам (например, узлы врезки штуцеров или фланцевые соединения) допускаемые напряжения определяются по соответствующей нормативно-технической документации [5,9,10,14].

15.3. Расчет обечаек и днищ

Расчет обечаек и днищ производится по пп. 3, 4. При этом величины допускаемых напряжений определяются по п.15 1.

Дополнительной проверке подлежит толщина цилиндрической обечайки в месте присоединения плоского отбортованного днища. Напряжения в месте присоединения должны отвечать условию:

$$\alpha_\partial P \frac{D+s-c}{2(s-c)} \le 1{,}5[\sigma] \qquad (15.2)$$

где α_∂ определяется в зависимости от $\frac{r(s-c)}{(D+s-c)^2}$ по рис.15.1

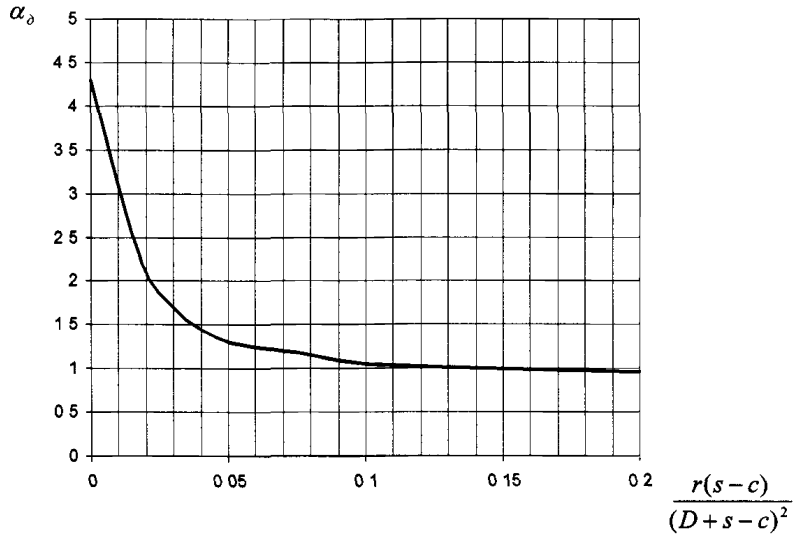


Рис.15.1.

15.4. Расчет укрепления отверстий

Расчет укрепления отверстий в обечайках и днищах проводится по п.10. с последующей проверкой условий прочности.

Расчетное напряжение в месте врезки штуцера в цилиндрическую обечайку должно отвечать условию:

$$K p \frac{D_p + s - c}{2(s-c)} \le 1.5[\sigma]\chi_1 \qquad (15\ 3)$$

Расчетное напряжение в месте врезки штуцера в выпуклое днище должно отвечать условию:

$$K_Д p \frac{D_p + s - c}{4(s-c)} \le 1.5[\sigma]\chi_1 \qquad (15.4)$$

Коэффициенты интенсификации напряжений K, $K_Д$ определяются по рис 15.2.-15.9 в зависимости от отношений $\frac{d_p}{D_p}$; $\frac{s-c}{D_p}$ и $\frac{s_1 - c_s}{s-c}$.

При $\frac{d_p}{D_p} < 0.05$ величины $K_Д$ следует принимать как для отношения $\frac{d_p}{D_p} = 0.05$ для соответствующих значений $\frac{s-c}{D_p}$ и $\frac{s_1 - c_s}{s-c}$.

В случае использования накладного кольца шириной $l_2 \ge \sqrt{D_p(s-c)}$, в формулах (15.3) и (15.4), а также при определении K, $K_Д$ вместо $(s-c)$ необходимо подставлять $(s + s_2 - c)$.

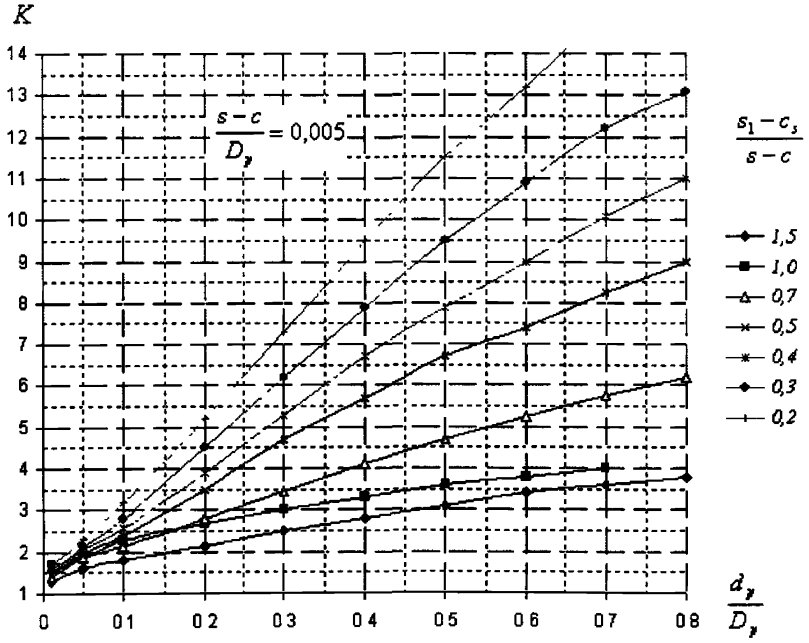


Рис.15.2. Коэффициент интенсификации напряжений в цилиндрической обечайке

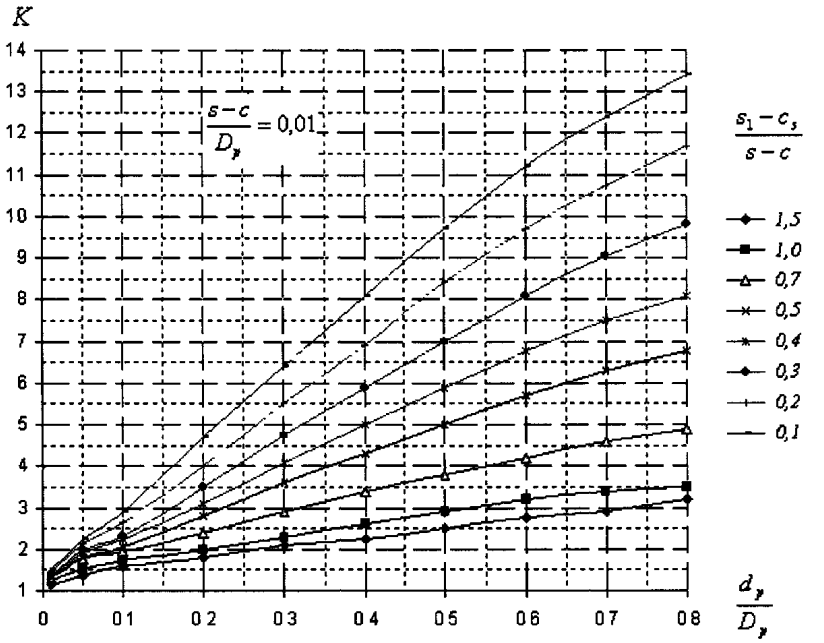


Рис.15.3. Коэффициент интенсификации напряжений в цилиндрической обечайке

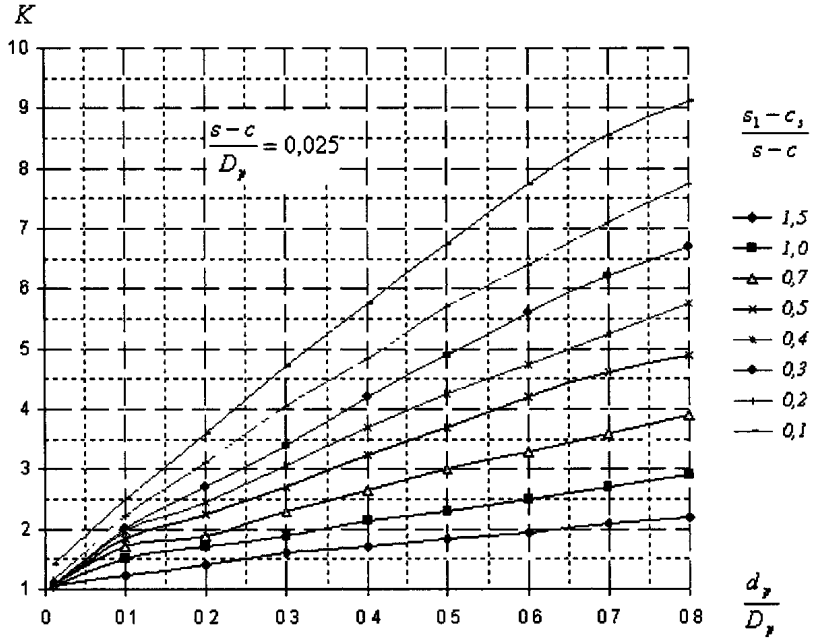


Рис.15.4. Коэффициент интенсификации напряжений в цилиндрической обечайке

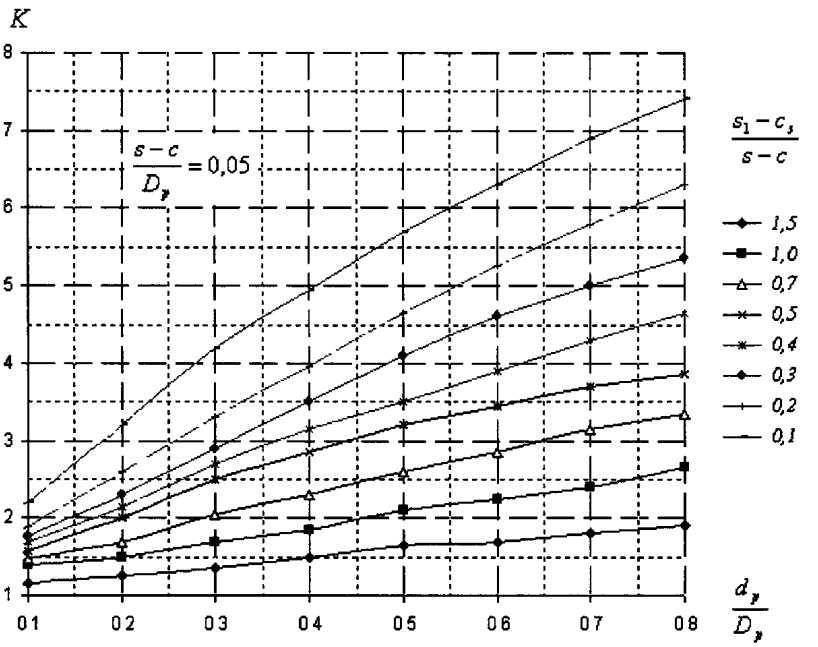


Рис.15.5. Коэффициент интенсификации напряжений в цилиндрической обечайке

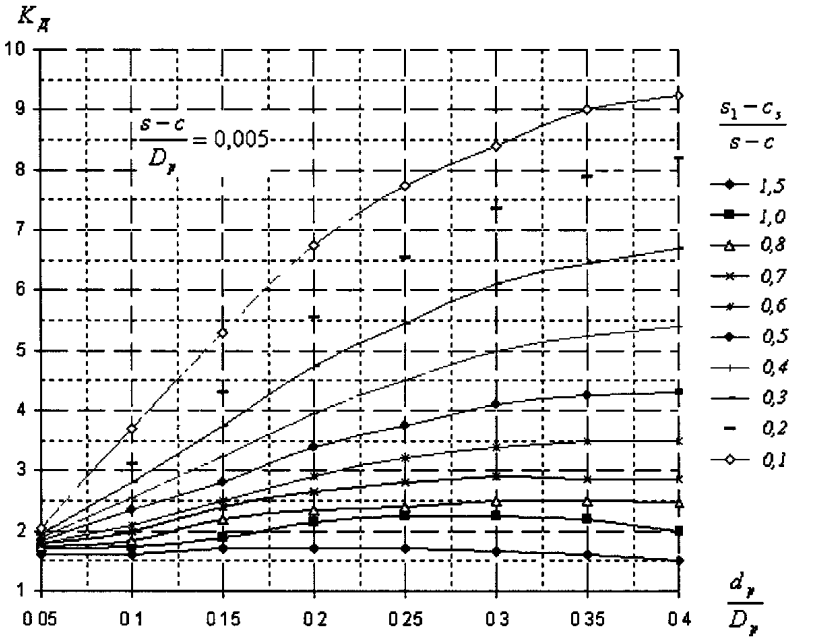


Рис.15.6. Коэффициент интенсификации напряжений в выпуклом днище

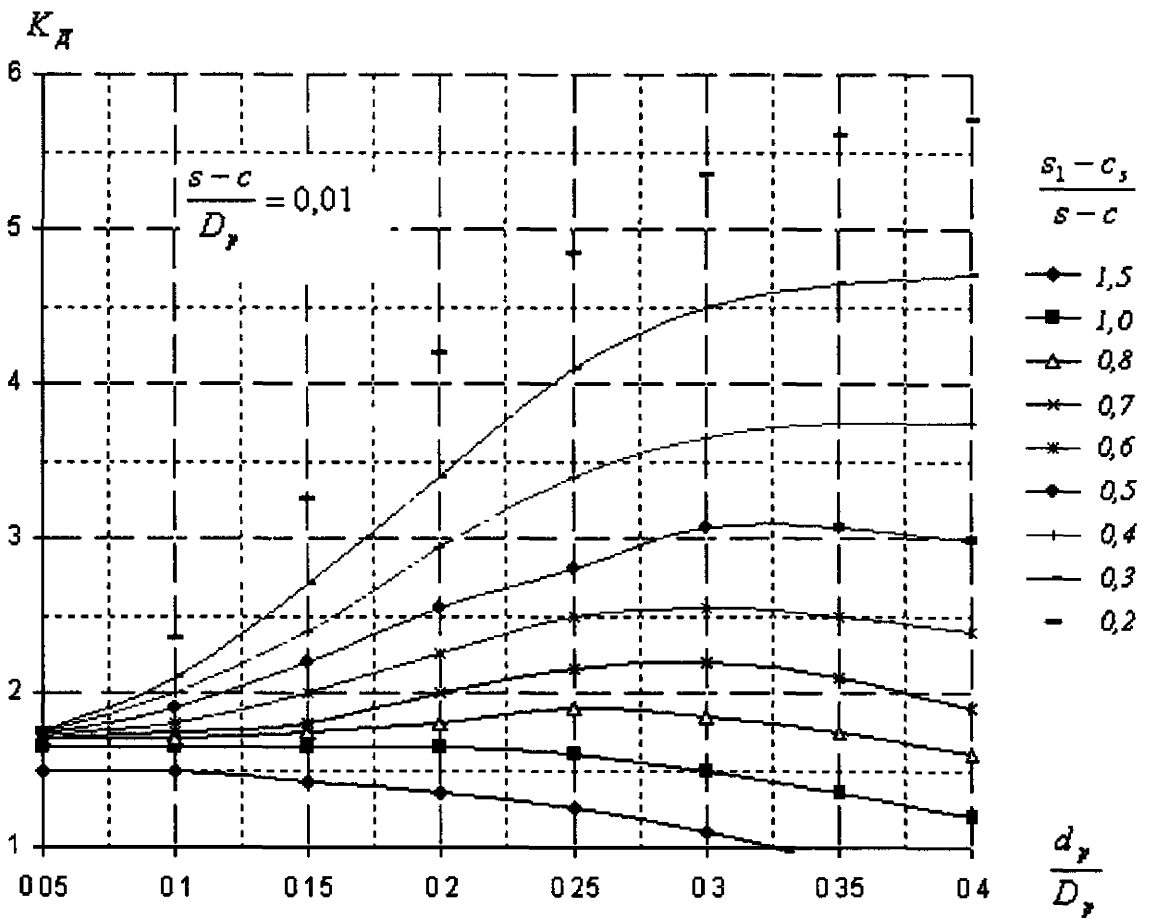


Рис.15.7. Коэффициент интенсификации напряжений в выпуклом днище

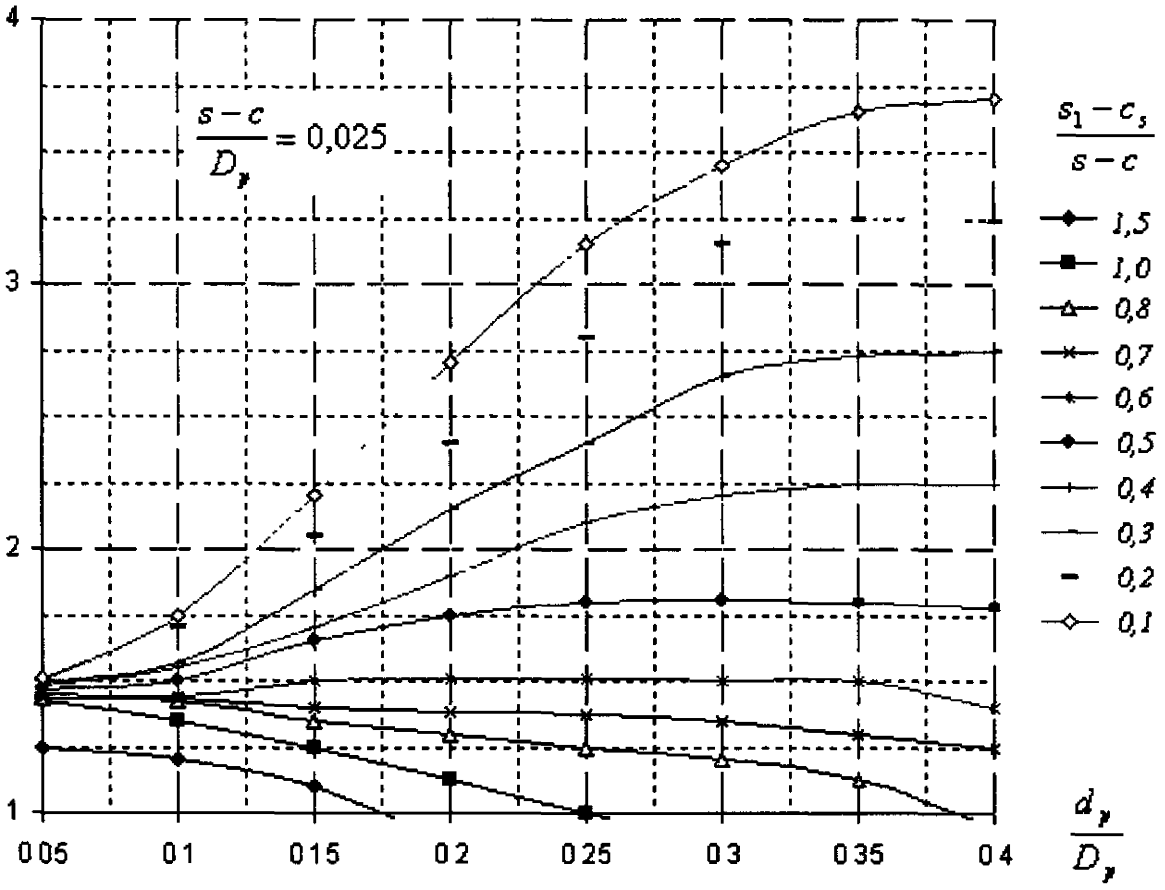


Рис.15.8. Коэффициент интенсификации напряжений в выпуклом днище

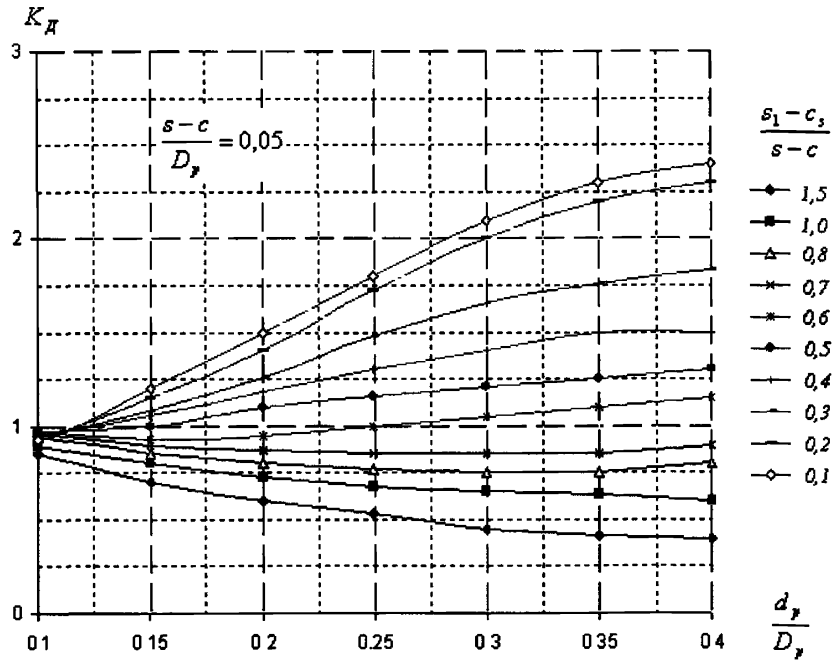


Рис.15.9. Коэффициент интенсификации напряжений в выпуклом днище

15.5. Прочность места врезки штуцера

Расчет на прочность места врезки радиального штуцера от действия внутреннего давления и внешних нагрузок производится по п.13.

При использовании наклонных и тангенциальных штуцеров определение расчетных растягивающих напряжений на внутренних поверхностях узлов врезок допускается производить численными методами (МКЭ) с использованием ЭВМ (см.п.16), с последующей оценкой полученных результатов в соответствии с п.13.3.1 и п.15.2..

При этом в обоих случаях производится дополнительная проверка для максимальных растягивающих напряжений на внутренней поверхности, которые не должны превосходить $1.5[\sigma]$ для обечайки и $1.5[\sigma]\chi_1$ для патрубка штуцера.

15.6. Расчет фланцевых соединений

Расчет фланцевых соединений арматуры, сосудов и аппаратов в условиях монтажа до подачи среды, а также в условиях испытаний производится по пп.11, 12.

Условие прочности при расчете статической прочности для фланцев сосудов и аппаратов, приварных встык в сечении s_1 в рабочих условиях:

$$\sigma_{s1} = \max\left\{\begin{array}{l}\sqrt{(\sigma_{11}+\Delta\sigma_{11})^2+(\sigma_{13}+\Delta\sigma_{13})^2-(\sigma_{11}+\Delta\sigma_{11})(\sigma_{13}+\Delta\sigma_{13})} \\ \sqrt{(\sigma_{12}+\Delta\sigma_{12})^2+(\sigma_{14}+\Delta\sigma_{14})^2-(\sigma_{12}+\Delta\sigma_{12})(\sigma_{14}+\Delta\sigma_{14})}\end{array}\right\} \le [\sigma] \quad (15.5)$$

В сечении s_0 для фланцев приварных встык и плоских:

$$\sigma_{s0} = \max\left\{\begin{array}{l}\sqrt{(\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})^2+(\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})^2-(\sigma_{21}+\Delta\sigma_{21})(\sigma_{23}+\Delta\sigma_{23})} \\ \sqrt{(\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})^2+(\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})^2-(\sigma_{22}+\Delta\sigma_{22})(\sigma_{24}+\Delta\sigma_{24})}\end{array}\right\} \le 1{,}5[\sigma] \quad (15.6)$$

Величины расчетных напряжений определяются по п.11.8.1.

Условие прочности для арматурных фланцев, приварных в стык для максимального осевого напряжения в обечайке (втулке):

- в рабочих условиях

$$\sigma_{a1} = \frac{f\,M_{01}}{D^*(s_1-c)^2 L} \le [\sigma]; \quad (15.7)$$

- в рабочих условиях с учетом температурной нагрузки

$$\sigma_{a2} = \frac{f\,M_{02}}{D^*(s_1-c)^2 L} \le 1{,}5[\sigma]. \quad (15.8)$$

16. Расчет сосудов и аппаратов методом конечных элементов

Многие существующие сосуды и аппараты, вследствие сложности конструкции или условий нагружения, не могут быть рассчитаны в строгом соответствии с нормативными документами. В этом случае значительную помощь в оценке работоспособности конструкции может оказать использование численных методов расчета элементов сосудов и аппаратов, в частности, программа ANSYS, реализующая метод конечных элементов. В качестве базовых используются оболочковые и балочные квадратичные элементы.

При заключении о работоспособности используются различные категории напряжений:

- общие мембранные;
- общие суммарные (мембранные + изгибные);
- местные мембранные;
- местные суммарные (мембранные + изгибные);
- «пиковые» напряжения в зонах концентрации напряжений.

В общем случае классификация напряжений при расчете тех или иных элементов сосудов и аппаратов, а также уровень их допускаемых напряжений приведены в п 13 [10].

Максимальные значения напряжений в зонах концентрации (так называемые «пиковые» напряжения) используются при циклическом изменении нагрузки, а также для хрупких материалов.

На рис.16.1. представлена конечно-элементная модель горизонтальной емкости на седловых опорах с технологической площадкой Емкость изготовлена из стали 09Г2С. Проведена оценка ее несущей способности при одновременном действии гидростатического и внутреннего давления (Р=0,6 МПа), а также давления на технологическую площадку (Р=0,002 МПа) и собственного веса конструкции. Гидростатическое давление определяется наливом воды (ρ=1000кг/м3) при 100% от общего объема.

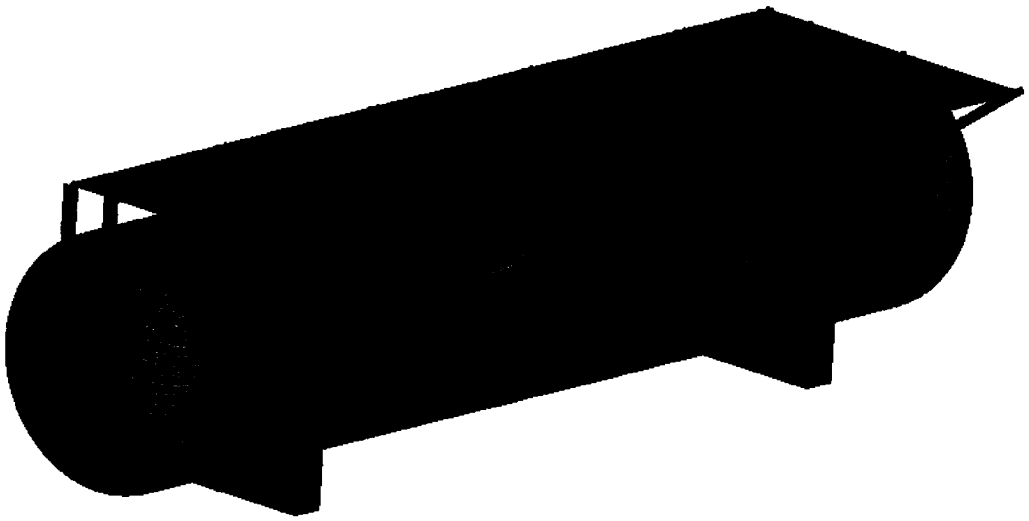


Рис.16.1. Конечноэлементная модель емкости.

На рис.16.2, 16.3 представлены результаты напряженно-деформированного состояния.

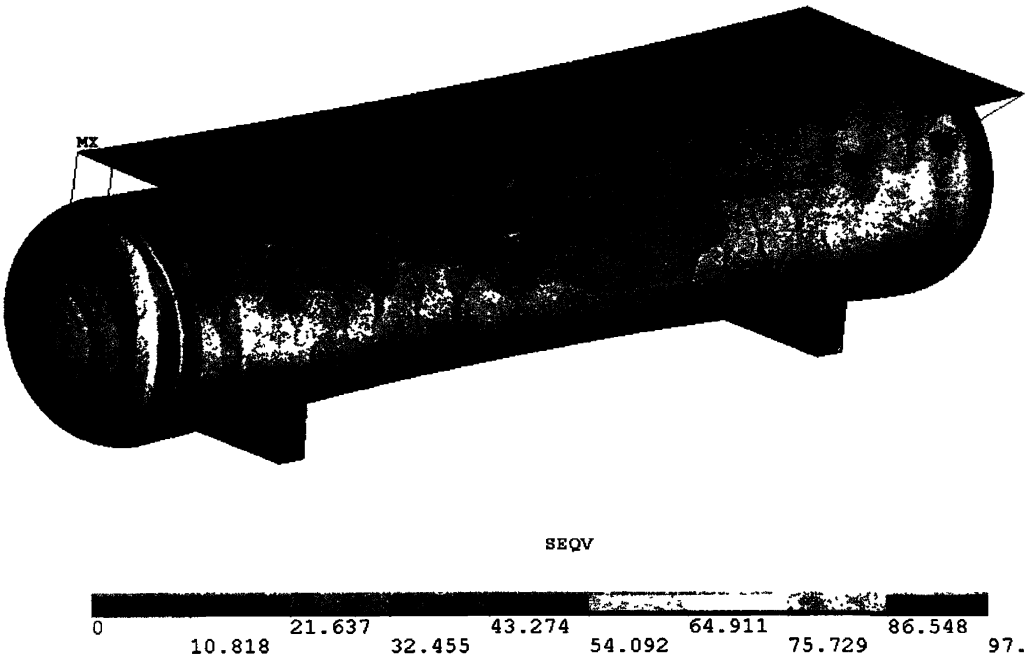


Рис 16 2. Эквивалентные мембранные напряжения, σ_{lm} , МПа.

Максимальные эквивалентные мембранные напряжения находятся в зоне сопряжения обечайки и днища, определяются избыточным давлением и не превышают 100МПа, что меньше допускаемых напряжений в рабочих условиях.

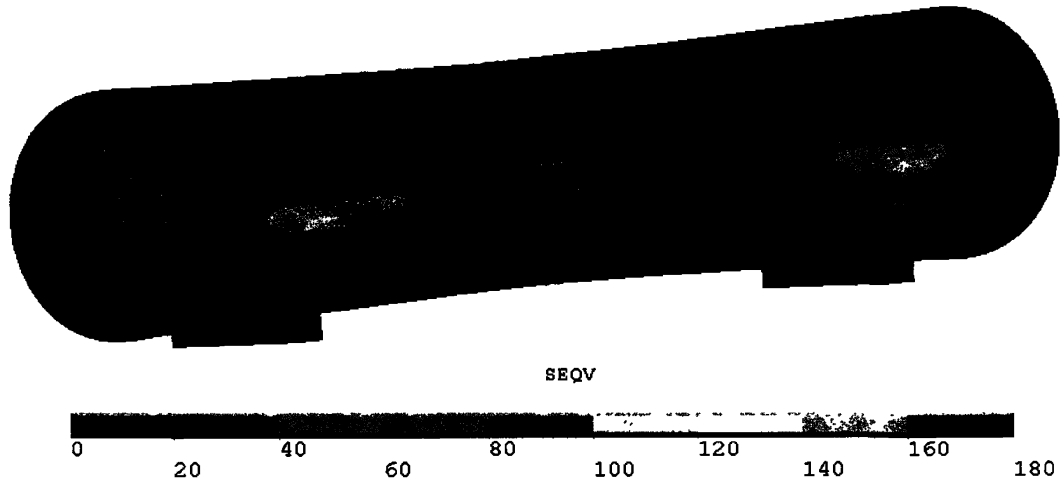


Рис.16.3. Эквивалентные суммарные напряжения, σ_l , МПа.

Максимальные значения «упругих» местных эквивалентных суммарных напряжений имеют место в районе сопряжения обечайки с седловой опорой, носят локальный характер и достигают 180МПа, что не превышает предельный уровень.

На рис.16.4. показаны конечноэлементная модель и низшая форма потери устойчивости стенки резервуара для хранения нефтепродуктов с крышей, усиленной ребрами жесткости от наружного избыточного давления.

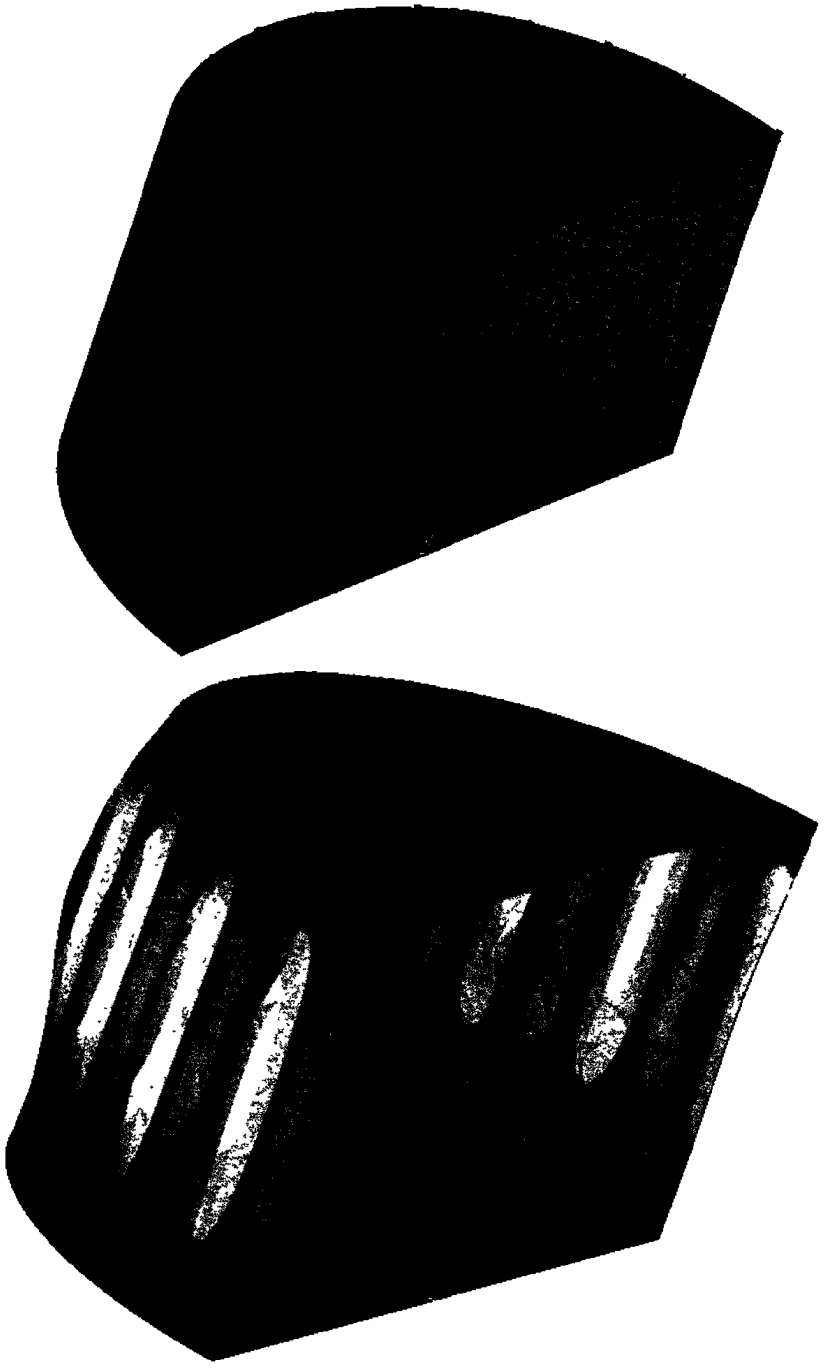


Рис.16.4.

На рис.16.5. показаны конечноэлементная модель и распределение напряжений в силосе для хранения сыпучих материалов и его опоре.

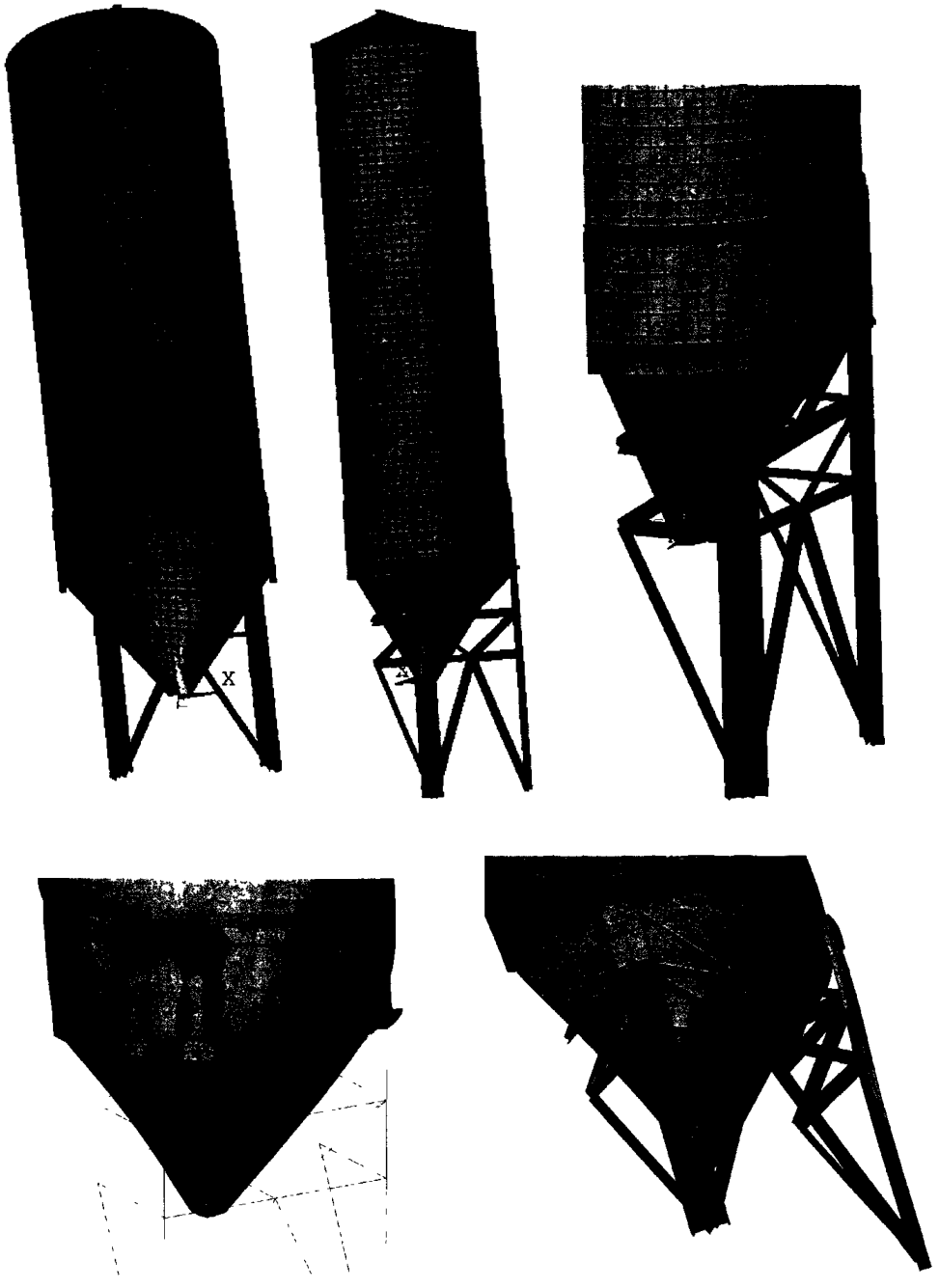


Рис.16.5.

17. Нормативно-технические документы

1 ГОСТ 14249-89 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность
2 ГОСТ 25221-82 Сосуды и аппараты Днища и крышки сферические неотбортованные Нормы и методы расчета на прочность
3 ГОСТ 26202-84 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок
4 ГОСТ 24755-89 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий
5 РД 26-15-88 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений
6 РД РТМ 26-01-96-83 Крышки и днища плоские круглые с радиальными ребрами жесткости сосудов и аппаратов
7 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
8 ГОСТ Р 51274-99 Сосуды и аппараты. Аппараты колонного типа Нормы и методы расчета на прочность
9 РД 26-02-62-98 Расчет на прочность элементов сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих средах
10 Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок –М Энергоатомиздат, 1989 –525с
11 ГОСТ 27772-88 Прокат для строительных стальных конструкций
12 ГОСТ 25859-83 Сосуды и аппараты стальные Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках
13 ASME VIII, Div 1, 2002
14 ASME II, 2002
15 WRC-107 Welding Research Council Bulletin "Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings" 1979
16 WRC-297 Welding Research Council Bulletin "Local Stresses in Cylindrical Shells due to External Loadings on Nozzles – Supplement to WRC Bulletin №107" 1987
17 BS-5500 1976 Specification for Unfired fusion welded pressure vessels British Standards Institution
18 WRC-368 Welding Research Council Bulletin "Stresses in Intersecting Cylinders subjected to Pressure" 1991 –32 p
19 Bildy, Les M , 2000, "A Proposed Method for Finding Stress and Allowable Pressure in Cylinders with Radial Nozzles," PVP Vol 399, ASME, New York, NY, pp 77-82
20 Zick, L P , "Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports", Welding Research Journal Supplement, September,1951
21 ГОСТ 25867-83 Сосуды и аппараты Сосуды с рубашками Нормы и методы расчета на прочность
22 РД 26-02-63-87 Технические требования к конструированию и изготовлению сосудов, аппаратов и технологических блоков установок подготовки нефти и газа, работающих в средах, вызывающих сероводородное коррозионное растрескивание
23 РД 10-249-98 Нормы и расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды
24 ОСТ 26-01-64-83 Зажимы Конструкция и размеры
25 РД 26-01-169-89 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность днищ в местах крепления опор-стоек
26 РД 24 200 21-91 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность элементов плавающих головок кожухотрубчатых теплообменных аппаратов
27 ПБ 03-576-03 Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением

18. ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Допускаемые напряжения для сталей [1]

Таблица 1

Допускаемые напряжения для углеродистых и низколегированных сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение [σ], МПа (кгс/см^2), для сталей марок							
	ВСт3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	толщина, мм							
	до 20	свыше 20	до 32	свыше 32	до 160			
20	154(1540)	140(1400)	196(1960)	183(1830)	147(1470)	130(1300)	180(1800)	183(1830)
100	149(1490)	134(1340)	177(1770)	160(1600)	142(1420)	125(1250)	160(1600)	160(1600)
150	145(1450)	131(1310)	171(1710)	154(1540)	139(1390)	122(1220)	154(1540)	154(1540)
200	142(1420)	126(1260)	165(1650)	148(1480)	136(1360)	118(1180)	148(1480)	148(1480)
250	131(1310)	120(1200)	162(1620)	145(1450)	132(1320)	112(1120)	145(1450)	145(1450)
300	115(1150)	108(1080)	151(1510)	134(1340)	119(1190)	100(1000)	134(1340)	134(1340)
350	105(1050)	98(980)	140(1400)	123(1230)	106(1060)	88(880)	123(1230)	123(1230)
375	93(930)	93(930)	133(1330)	116(1160)	98(980)	82(820)	108(1080)	116(1160)
400	85(850)	85(850)	122(1220)	105(1050)	92(920)	77(770)	92(920)	105(1050)
410	81(810)	81(810)	104(1040)	104(1040)	86(860)	75(750)	86(860)	104(1040)
420	75(750)	75(750)	92(920)	92(920)	80(800)	72(720)	80(800)	92(920)
430	71* (710)	71*(710)	86(860)	86(860)	75(750)	68(680)	75(750)	86(860)
440	-	-	78(780)	78(780)	67(670)	60(600)	67(670)	78(780)
450	-	-	71(710)	71(710)	61(610)	53(530)	61(610)	71(710)
460	-		64(640)	64(640)	55(550)	47(470)	55(550)	64(640)
470	-	-	56(560)	56(560)	49(490)	42(420)	49(490)	56(560)
480	-	-	53(530)	53(530)	46* (460)	37(370)	46** (460)	53(530)

* Для расчетной температуры стенки 425°С

** Для расчетной температуры стенки 475°С

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 (5 кгс/см^2) в сторону меньшего значения

3 Для стали марки 20 при R_e^{20} < 220 МПа (2200 кгс/см^2) допускаемые напряжения, указанные в табл 1, умножают на отношение $R_e^{20}/220$ ($R_e^{20}/2200$)

4 Для стали марки 10Г2 при $R_{P0,2}^{20}$<270 МПа (2700 кгс/см^2) допускаемые напряжения, указанные в табл 1, умножают на отношение $R_{P0,2}^{20}/270$ ($R_{P0,2}^{20}/2700$)

Таблица 2

Допускаемые напряжения для теплоустойчивых хромистых сталей

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение [σ], МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12ХМ	12МХ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	147(1470)	147(1470)	155(1550)	146(1460)	240(2400)
100	146,5(1465)	146,5(1465)	153(1530)	141(1410)	235(2350)
150	146(1460)	146(1460)	152,5(1525)	138(1380)	230(2300)
200	145(1450)	145(1450)	152(1520)	134(1340)	225(2250)
250	145(1450)	145(1450)	152(1520)	127(1270)	220(2200)
300	141(1410)	141(1410)	147(1470)	120(1200)	210(2100)
350	137(1370)	137(1370)	142(1420)	114(1140)	200(2000)
375	135(1350)	135(1350)	140(1400)	110(1100)	180(1800)
400	132(1320)	132(1320)	137(1370)	105(1050)	170(1700)
410	130(1300)	130(1300)	136(1360)	103(1030)	160(1600)
420	129(1290)	129(1290)	135(1350)	101(1010)	150(1500)

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение [σ], МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12ХМ	12МХ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
430	127(1270)	127(1270)	134(1340)	99(990)	140(1400)
440	126(1260)	126(1260)	132(1320)	96(960)	135(1350)
450	124(1240)	124(1240)	131(1310)	94(9*40)	130(1300)
460	122(1220)	122(1220)	127(1270)	91(910)	126(1260)
470	117(1170)	117(1170)	122(1220)	89(890)	122(1220)
480	114(1140)	114(1140)	117(1170)	86(860)	118(1180)
490	105(1050)	105(1050)	107(1070)	83(830)	114(1140)
500	96(960)	96(960)	99(990)	79(790)	108(1080)
510	82(820)	82(820)	84(840)	72(720)	97(970)
520	69(690)	69(690)	74(740)	66(660)	85(850)
530	60(600)	57(570)	67(670)	60(600)	72(720)
540	50(500)	47(470)	57(570)	54(540)	58(580)
550	41(410)	-	49(490)	47(470)	52(520)
560	33(330)	-	41(410)	40(400)	45(450)
570	-	-	-	35(350)	40(400)
580	-	-	-	30(300)	34(340)
590	-	-	-	28(280)	30(300)
600	-	-	-	25(250)	25(250)

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 (5 кгс/см^2) в сторону меньшего значения

3 При расчетных температурах ниже 200°С сталь марок 12МХ, 12ХМ, 15ХМ применять не рекомендуется

Таблица 3

Допускаемые напряжения для жаропрочных, жаростойких и коррозионностойких сталей аустенитного класса

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение [σ], мПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х17Н14М3	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т
20	180(1800)	160(1600)	153(1530)	168(1680)	184(1840)
100	173(1730)	133(1330)	140(1400)	156(1560)	174(1740)
150	171(1710)	125(1250)	130(1300)	148(1480)	168(1680)
200	171(1710)	120(1200)	120(1200)	140(1400)	160(1600)
250	167(1670)	115(1150)	113(1130)	132(1320)	154(1540)
300	149(1490)	112(1120)	103(1030)	123(1230)	148(1480)
350	143(1430)	108(1080)	101(1010)	113(1130)	144(1440)
375	141(1410)	107(1070)	90(900)	108(1080)	140(1400)
400	140(1400)	107(1070)	87(870)	103(1030)	137(1370)
410	-	107(1070)	83(830)	102(1020)	136(1360)
420	-	107(1070)	82(820)	101(1010)	135(1350)
430	-	107(1070)	81(810)	100,5(1005)	134(1340)
440	-	107(1070)	81(810)	100(1000)	133(1330)
450	-	107(1070)	80(800)	99(990)	132(1320)
460	-	-	-	98(980)	131(1310)
470	-	-	-	97,5(975)	130(1300)
480	-	-	-	97(970)	129(1290)
490	-	-	-	96(960)	128(1280)
500	-	-	-	95(950)	127(1270)
510	-	-	-	94(940)	126(1260)
520	-	-	-	79(790)	125(1250)
530	-	-	-	79(790)	124(1240)

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение [σ], мПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х17Н14М3	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т
540	-	-	-	78(780)	111(1110)
550	-	-	-	76(760)	111(1110)
560	-	-	-	73(730)	101(1010)
570	-	-	-	69(690)	97(970)
580	-	-	-	65(650)	90(900)
590	-	-	-	61(610)	81(810)
600	-	-	-	57(570)	74(740)
610	-	-	-	-	68(680)
620	-	-	-	-	62(620)
630	-	-	-	-	57(570)
640	-	-	-	-	52(520)
650	-	-	-	-	48(480)
660	-	-	-	-	45(450)
670	-	-	-	-	42(420)
680	-	-	-	-	38(380)
690	-	-	-	-	34(340)
700	-	-	-	-	30(300)

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 (5 кгс/см^2) в сторону меньшего значения

3 Для поковок из стали марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т допускаемые напряжения, приведенные в табл 3 при температурах до 550°С, умножают на 0,83

4 Для сортового проката из стали марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т допускаемые напряжения, приведенные в табл 3 при температурах до 550°С, умножают на отношение

$$\frac{R^*_{p0,2}}{240}\left(\frac{R^*_{p0,2}}{2400}\right),$$

где $R^*_{p0,2}$ – предел текучести материала сортового проката определен по ГОСТ 5949, для сортового проката из стали марки 03Х18Н11 допускаемые напряжения умножаются на 0,8

5 Для поковок и сортового проката из стали марки 08Х18Н10Т допускаемые напряжения, приведенные в табл 7 при температурах до 550°С, умножают на 0,95

6 Для поковок из стали марки 03Х17Н14М3 допускаемые напряжения, приведенные в табл 3, умножают на 0,9

7 Для поковок из стали марки 03Х18Н11 допускаемые напряжения, приведенные в табл 3, умножают на 0,9, для сортового проката из стали марки 03Х18Н11 допускаемые напряжения умножают на 0,8

8 Для труб из стали марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗИ-35) допускаемые напряжения, приведенные в табл 3, умножают на 0,88

9 Для поковок из стали марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗИ-35) допускаемые напряжения, приведенные в табл 3, умножают на отношение

$$\frac{R^*_{p0,2}}{250}\left(\frac{R^*_{p0,2}}{2500}\right),$$

где $R^*_{p0,2}$ – предел текучести материала поковок, определен по ГОСТ 25054 (по согласованию)

Таблица 4

Допускаемые напряжения для жаропрочных, жаростойких и коррозионностойких сталей аустенитного и аустенито-ферритного класса

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Допускаемое напряжение [σ], МПа (кгс/см^2), для сталей марок					
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (9П-794)	15Х18Н12С4ТЮ (ЭИ-654)	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т
20	230(2300)	233(2330)	133(1330)	233(2330)	147(1470)	233(2330)
100	206(2060)	173(1730)	106,5(1065)	220(2200)	138(1380)	200(2000)
150	190(1900)	153(1530)	100(1000)	206,5(2065)	130(1300)	193(1930)
200	175(1750)	133(1330)	90(900)	200(2000)	124(1240)	188,5(1885)
250	160(1600)	127(1270)	83(830)	186,5(1865)	117(1170)	166,5(1665)
300	144(1440)	120(1200)	76,5(765)	180(1800)	110(1100)	160(1600)
350	-	113(1130)	-	-	107(1070)	-
375	-	110(1100)	-	-	105(1050)	-
400	-	107(1070)	-	-	103(1030)	-

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 до 0,5 МПа (5 кгс/см^2) в сторону меньшего значения

19. ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Механические характеристики сталей [1]

Механические характеристики:

для углеродистых и низколегированных сталей – табл. 1 и 2,

для теплоустойчивых хромистых сталей – табл. 3 и 4,

для жаропрочных, жаростойких и коррозионностойких сталей аустенитного и аустенито-ферритного класса – табл. 5 и 6

Таблица 1

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести R_e, МПа (кгс/см^2), для сталей марок							
	ВСт3		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(2500)	210(2100)	300(3000)	280(2800)	220(2200)	195(1950)	270(2700)	280(2800)
100	230(2300)	201(2010)	265,5(2655)	240(2400)	213(2130)	188(1880)	240(2400)	240(2400)
150	224(2240)	197(1970)	256,5(2565)	231(2310)	209(2090)	183(1830)	231(2310)	231(2310)
200	223(2230)	189(1890)	247,5(2475)	222(2220)	204(2040)	177(1770)	222(2220)	222(2220)
250	197(1970)	180(1800)	243(2430)	218(2180)	198(1980)	168(1680)	218(2180)	218(2180)
300	173(1730)	162(1620)	226,5(2265)	201(2010)	179(1790)	150(1500)	201(2010)	201(2010)
350	167(1670)	147(1470)	210(2100)	185(1850)	159(1590)	132(1320)	185(1850)	185(1850)
375	164(1640)	140(1400)	199,5(1995)	174(1740)	147(1470)	123(1230)	162(1620)	174(1740)
400	-	-	183(1830)	158(1580)	-	-	-	158(1580)
410	-	-	-	156(1560)	-	-	-	156(1560)
420	-	-	-	138(1380)	-	-	-	138(1380)

Таблица 2

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок						
	ВСт3		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(4600)	380(3800)	470(4700)	440(4400)	410(4100)	340(3400)	440(4400)
100	435(4350)	360(3600)	425(4250)	385(3850)	380(3800)	310(3100)	385(3850)
150	460(4600)	390(3900)	430(4300)	430(4300)	425(4250)	340(3400)	430(4300)
200	505(5050)	420(4200)	439(4390)	439(4390)	460(4600)	382(3820)	439(4390)
250	510(5100)	435(4350)	444(4440)	444(4440)	460(4600)	400(4000)	444(4440)
300	520(5200)	440(4400)	445(4450)	445(4450)	460(4600)	374(3740)	445(4450)
350	480(4800)	420(4200)	441(4410)	441(4410)	430(4300)	360(3600)	441(4410)
375	450(4500)	402(4020)	425(4250)	425(4250)	410(4100)	330(3300)	425(4250)

Таблица 3

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p0.2}$, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	220(2200)	220(2200)	233(2330)	220(2200)	400(4000)
100	219(2190)	219(2190)	230(2300)	210(2100)	352,5(3525)
150	218(2180)	218(2180)	229(2290)	207(2070)	345(3450)
200	217,5(2175)	217,5(2175)	228(2280)	201(2010)	337,5(3375)
250	217,5(2175)	217,5(2175)	228(2280)	190(1900)	330(3300)
300	212(2120)	212(2120)	220(2200)	180(1800)	315(3150)
350	206(2060)	206(2060)	213(2130)	171(1710)	300(3000)
375	202(2020)	202(2020)	210(2100)	164(1640)	270(2700)
400	198(1980)	198(1980)	205(2050)	158(1580)	255(2550)
410	195(1950)	195(1950)	204(2040)	155(1550)	240(2400)
420	194(1940)	194(1940)	202(2020)	152(1520)	225(2250)

Таблица 4

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	450(4500)	450(4500)	450(4500)	400(4000)	600(6000)
100	440(4400)	440(4400)	440(4400)	380(3800)	572(5720)
150	434(4340)	434(4340)	434(4340)	355(3550)	555(5550)
200	430(4300)	430(4300)	430(4300)	330(3300)	535(5350)
250	440(4400)	437(4370)	437(4370)	320(3200)	520(5200)
300	454(4540)	445(4450)	445(4450)	318(3180)	503(5030)
350	437(4370)	442(4420)	442(4420)	314(3140)	492(4920)
375	427(4270)	436(4360)	436(4360)	312(3120)	484(4840)
400	415(4150)	426(4260)	426(4260)	310(3100)	472(4720)
410	413(4130)	424(4240)	424(4240)	306(3060)	468(4680)
420	410(4100)	421(4210)	421(4210)	300(3000)	462(4620)

Таблица 5

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2}$, МПа (кгс/см^2), для сталей марок					
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЭП-794)	15Х18Н12С4ТЮ (ЭИ-654)	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ
20	350(3500)	350(3500)	200(2000)	350(3500)	350(3500)	220(2200)
100	328(3280)	260(2600)	160(1600)	330(3300)	300(3000)	207(2070)
150	314(3140)	230(2300)	150(1500)	310(3100)	280(2900)	195(1950)
200	300(3000)	200(2000)	135(1350)	300(3000)	283(2830)	186(1860)
250	287(2870)	190(1900)	125(1250)	280(2800)	250(2500)	175(1750)
300	274(2740)	180(1800)	115(1150)	270(2700)	240(2400)	165(1650)
350	-	170(1700)	-	-	-	160(1600)
375	-	165(1650)	-	-	-	157,5(1575)
400	-	160(1600)	-	-	-	155(1550)

Таблица 6

Расчетная температура стенки сосуда, или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЭП-794)	15Х18Н12С4ТЮ (ЭИ-654)	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ
20	600(6000)	670(6700)	550(5500)	700(7000)	550(5500)
100	535(5350)	550(5500)	500(5000)	640(6400)	527,5(5275)
150	495(4950)	520(5200)	480(4800)	610(6100)	512,5(5125)
200	455(4550)	490(4900)	468(4680)	580(5800)	500(5000)
250	415(4150)	485(4850)	450(4500)	570(5700)	490(4900)
300	375(3750)	480(4800)	440(4400)	570(5700)	482,5(4825)
350	-	465(4650)	-	-	478(4780)
375	-	458(4580)	-	-	474(4740)
400	-	450(4500)	-	-	470(4700)

Таблица 7

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p1,0}$, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х17Н14М3
20	276(2760)	252(2520)	270(2700)	240(2400)	230(2300)
100	261(2610)	234(2340)	260(2600)	200(2000)	210(2100)
150	252(2520)	222(2220)	257(2570)	187,5(1875)	195(1950)
200	240(2400)	210(2100)	257(2570)	180(1800)	180(1800)
250	231(2310)	198(1980)	250(2500)	173(1730)	170(1700)
300	222(2220)	184,5(1845)	223(2230)	168(1680)	155(1550)
350	216(2160)	169,5(1695)	215(2150)	162(1620)	152(1520)
375	210(2100)	162(1620)	212(2120)	160(1600)	135(1350)
400	205,5(2055)	154,5(1545)	210(2100)	160(1600)	130(1300)
410	204(2040)	153(1530)	-	160(1600)	125(1250)
420	202,5(2025)	151,5(1515)	-	160(1600)	123(1230)
430	201(2010)	150,75(1508)	-	160(1600)	122(1220)
440	199,5(1995)	150(1500)	-	160(1600)	121(1210)
450	198(1980)	148,5(1485)	-	160(1600)	120(1200)
460	196,5(1965)	147(1470)	-	-	-
470	195(1950)	146(1460)	-	-	-
480	193,5(1935)	145,5(1455)	-	-	-
490	192(1920)	144(1440)	-	-	-
500	190,5(1905)	142,5(1425)	-	-	-
510	189(1890)	141(1410)	-	-	-
520	187,5(1875)	139,5(1395)	-	-	-
530	186(1860)	138(1380)	-	-	-

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

для поковок из стали марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т – $\frac{R^{20}_{p1,0}(\text{листа})}{1,2}$,

для поковок и сортового проката из стали марки 08Х18Н10Т - $\frac{R^{20}_{p1,0}(\text{листа})}{1,05}$,

для сортового проката из стали марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т - $1,15\ R^{20}_{p0,2}(\text{сорта})$,

для поковок из стали марок 03Х17Н14М3, 03Х18Н11 - $\frac{R^{20}_{p1,0}(\text{листа})}{1,11}$,

для сортового проката из стали марки 03Х18Н11 - $\frac{R^{20}_{p1,0}(\text{листа})}{1,25}$,

для труб из стали марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗИ-35) - $\frac{R^{20}_{p1,0}(\text{листа})}{1,14}$,

для поковок из стали марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗИ-35) - $1,08\ R^{20}_{p0,2}$ (поковки)

где $R^{20}_{p0,2}$ предел текучести материала поковок определен по ГОСТ 25054 (по согласованию)

Таблица 8

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение предела текучести $R_{p0,2}$ МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н13М3Т	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х17Н14М3
20	240(2400)	210*(2100)	250(2500)	200(2000)	200(2000)
100	228(2280)	195(1950)	240(2400)	160(1600)	180(1800)
150	219(2190)	180(1800)	235(2350)	150(1500)	165(1650)
200	210(2100)	173(1730)	235(2350)	140(1400)	150(1500)
250	204(2040)	165(1650)	232(2320)	135(1350)	140(1400)
300	195(1950)	150(1500)	205(2050)	130(1300)	126(1260)
350	190(1900)	137(1370)	199(1990)	127(1270)	115(1150)
375	186(1860)	133(1330)	195(1950)	125(1250)	108(1080)
400	181(1810)	129(1290)	191(1910)	122,5(1225)	100(1000)
410	180(1800)	128(1280)	-	121,5(1215)	98(980)
420	180(1800)	128(1280)	-	121(1210)	97,5(975)
430	179(1790)	127(1270)	-	120,5(1205)	97(970)
440	177(1770)	126(1260)	-	120(1200)	96(960)
450	176(1760)	125(1250)	-	120(1200)	95(950)
460	174(1740)	125(1250)	-	-	-
470	173(1730)	124(1240)	-	-	-
480	173(1730)	123(1230)	-	-	-
490	171(1710)	122(1220)	-	-	-
500	170(1700)	122(1220)	-	-	-
510	168(1680)	120(1200)	-	-	-
520	168(1680)	119(1190)	-	-	-
530	167(1670)	119(1190)	-	-	-

* Для сталей 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т предел текучести при 20°С равен 200 (2000) МПа (кгс/см^2)

Примечания

1 Для поковок из стали марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т, пределы текучести, приведенные в табл 7 и 8, умножают на 0,83

2 Для сортового проката из стали марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т пределы текучести, приведенные в табл 8, умножают на

$$\frac{R^*_{p0,2}}{240}\left(\frac{R^*_{p0,2}}{2400}\right),$$

где $R^*_{p0,2}$ – предел текучести материала сортового проката определен по ГОСТ 5949

3 Для поковок и сортового проката из стали марки 08Х18Н10Т пределы текучести, приведенные в табл 16, умножают на 0,95

4 Для поковок из стали марки 03Х17Н14М3 пределы текучести, приведенные в табл 8, умножают на 0,9

5 Для поковок из стали марки 03Х18Н11 пределы текучести, приведенные в табл 8, умножают на 0,9, для сортового проката из стали марки 03Х18Н11 пределы текучести умножают на 0,8

6 Для труб из стали марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗИ-35) пределы текучести, приведенные в табл 8, умножают на 0,88

7 Для поковок из стали марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗИ-35) пределы текучести, приведенные в табл 8, умножают на отношение

$$\frac{R^*_{p0,2}}{250}\left(\frac{R^*_{p0,2}}{2500}\right),$$

где $R^*_{p0,2}$ – предел текучести материала поковок определен по ГОСТ 25054 (по согласованию)

Таблица 9

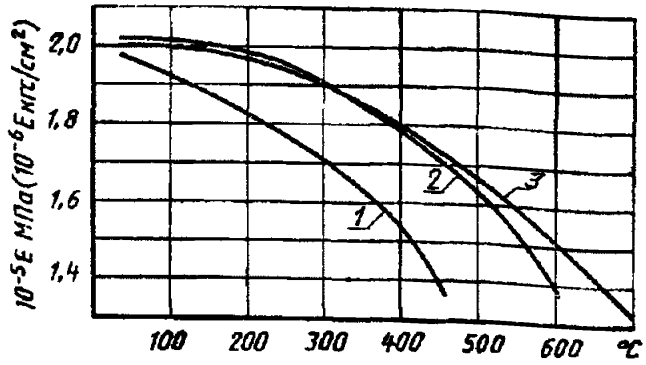
Расчетная температура стенки сосуда или аппарата, °С	Расчетное значение временного сопротивления R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок					
	03Х21Н21М4ГБ	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	03Х17Н14М3	03Х18Н11	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т
20	550(5500)	600(6000)	500(5000)	520(5200)	520(5200)	540(5400)
100	540(5400)	583(5830)	474(4740)	450(4500)	480(4800)	500(5000)
150	535(5350)	550(5500)	453(4530)	433(4330)	455(4550)	475(4750)
200	535(5350)	515(5150)	432(4320)	415(4150)	430(4300)	450(4500)
250	534(5340)	503(5030)	412(4120)	405(4050)	424(4240)	443(4430)
300	520(5200)	500(5000)	392(3920)	397(3970)	417(4170)	440(4400)
350	518(5180)	-	376(3760)	394(3940)	408(4080)	438(4380)
375	517(5170)	-	368(3680)	392(3920)	405(4050)	437(4370)
400	516(5160)	-	360(3600)	390(3900)	402(4020)	436(4360)
410	-	-	358(3580)	388(3880)	400(4000)	434(4340)
420	-	-	356(3560)	386(3860)	398(3980)	432(4320)
430	-	-	354(3540)	384(3840)	396(3960)	431(4310)
440	-	-	352(3520)	382(3820)	394(3940)	430(4300)
450	-	-	350(3500)	380(3800)	392(3920)	428(4280)
460	-	-	-	-	390(3900)	426(4260)
470	-	-	-	-	388(3880)	424(4240)
480	-	-	-	-	386(3860)	422(4220)
490	-	-	-	-	385(3850)	421(4210)
500	-	-	-	-	383(3830)	420(4200)
510	-	-	-	-	381(3810)	418(4180)
520	-	-	-	-	380(3800)	416(4160)
530	-	-	-	-	374*(3740)	412*(4120)

* Для расчетной температуры стенки 550°С

Коэффициенты линейного расширения [1]

Марка стали	Расчетное значение коэффициента $\alpha \cdot 10^6$, °С$^{-1}$, при температуре, °С				
	20-100	20-200	20-300	20-400	20-500
ВСт3, 20, 20К	11,6	12,6	13,1	13,6	14,1
09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1, 10Г2	13,0	14,0	15,3	16,1	16,2
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	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

Расчетные значения модуля упругости [1]



1 – углеродистые в низколегированные стали, *2* – теплоустойчивые и коррозионно-стойкие хромистые стали, *3* – жаропрочные, жаростойкие и коррозионно-стойкие аустенитные стали

Таблица 1

Сталь	Модуль продольной упругости 10^5 *E* МПа (10^6 *E* кгс/см^2) 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

20. ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Свойства болтов (шпилек) для расчета фланцевых соединений сосудов и аппаратов [5]

Таблица 1

Расчетная температура	Допускаемое напряжение болтов (шпилек) $[\sigma]_б$, МПа для сталей марок						
	35, 40	12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т	45Х14Н14В2М	08Х15Н24В4ТР	35Х, 40Х, 38ХА, 37Х12Н8Г8МФБ 20ХН3А	30ХМА	ХН35ВТ
	130,0	110,0	160,0	231,0	230,0	230,0	208,0
100	126,0	105,0	150,0	226,0	230,0	230,0	196,0
200	120,0	98,0	150,0	221,0	225,0	200,0	186,0
250	107,0	95,0	144,0	219,0	222,0	182,0	186,0
300	97,0	90,0	139,0	217,0	222,0	174,0	186,0
350	86,0	86,0	128,0	215,0	185,0	166,0	186,0
375	80,0	85,0	128,0	214,0	175,0	166,0	186,0
400	75,0	83,0	128,0	213,0	160,0	166,0	186,0
425	68,0	82,0	125,0	213,0	153,0	161,0	186,0
450		80,0	123,0	213,0		156,0	186,0
475		79,0	120,0	213,0			186,0
500		78,0	118,0	208,0			186,0
510			117,0	205,0			185,0
520			116,0	202,0			184,0
530			115,0	199,0			183,0
540			114,0	196,0			181,0
550			113,0	195,0			180,0
560				183,0			165,0
570				171,0			150,0
580				169,0			135,0
590				157,0			110,0
600				147,0			110,0
610							110,0
620							105,0
630							100,0
640							94,0
650							88,0
Расчетная температура	20Х13	25Х1МФ	25Х2М1Ф	18Х12ВМБФР	20Х1МФ1БР	07Х16Н6	14Х17Н2
20	195,0	238,0	238,0	238,0	238,0	321,0	298,0
100	182,0	227,0	232,0	234,0	234,0	314,0	294,0
200	165,0	217,0	231,0	231,0	224,0	312,5	287,0
250	157,5	210,0	224,0	227,0	213,0	309,8	284,0
300	150,0	199,0	220,0	227,0	202,0	307,0	280,0
350	147,0	185,0	213,0	220,0	185,0	307,0	280,0
375	146,0	180,0	209,0	216,0	183,0		
400	145,0	175,0	206,0	213,0	182,0		
425	143,5	168,0	202,0	208,0	178,0		
450	142,0	161,0	199,0	203,0	175,0		
475	100,0	152,0	195,0	196,0	171,0		
500		143,0	192,0	189,0	167,0		

Таблица 2

Марка стали	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6 \frac{1}{град}$ в зависимости от температуры, °С					
	20-100	200	300	400	500	600
35	11,1	11,9		13,4	-	-
40	11,3	12,0	13,3	13,3	-	-
20Х13	10,4	10,9	11,4	11,8	-	-
14Х17Н2, 07Х16Н6	10,6	10,8	11,0	11,1	11,3	-
35Х,40Х,38ХА	13,4	13,3	-	14,8	-	-
20ХН3А	11,0	12,0	13,0	13,5	14,0	14,5
30ХМА	12,3	12,6	12,9	13,9	-	14,4
25Х1МФ	11,3	12,7	-	13,9	-	14,6
25Х2М1Ф, 20Х1МФ1БР	12,5	12,9	13,3	13,7	14,0	14,7
18Х12ВМБФР	11,2	11,3	11,4	11,8	12,0	-
37Х12Н8Г8МФБ	15,9	18,0	19,2	21,5	22,4	21,0
12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0	-
45Х14Н14В2М	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0	18,0
ХН35ВТ	14,8	15,1	15,5	15,9	16,1	16,6
08Х15Н24В4	14,5	15,5	16,3	16,8	17,2	17,4

Таблица 3

Марка стали	Модуль продольной упругости 10^5 $E_б$, МПа (10^6 $E_б$, кгс/см^2) при температуре, °С											
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
35, 40	2,10	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,67	1,60	-	-
20Х13, 14Х17Н2, 18Х12ВМБФР, 20ХН3А	2,20	2,15	2,12	2,10	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70
07Х16Н6, 35Х, 40Х, 38ХА, 30ХМА, 25Х1МФ, 25Х2М1Ф	2,15	2,10	2,07	2,05	2,02	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70
20Х1МФ1БР	2,10	2,05	2,02	2,00	1,97	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,65
12Х18Н10Т,ХН35ВТ 10Х17Н13М2Т, 45Х14Н14В2М, 08Х15Н24В4ТР, 37Х12Н8Г8МФБ	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,67	1,65	1,62	1,60

21. ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Коэффициенты для расчета фланцевых соединений [13]

(1) $$A = \frac{s_1 - c}{s_0 - c} - 1,$$

(2) $$C = 43{,}68\left(\frac{l}{\sqrt{(D+2c)(s_0-c)}}\right)^4,$$

(3) $$C_1 = \frac{1}{3} + \frac{A}{12},$$

(4) $$C_2 = \frac{5}{42} + \frac{17A}{336},$$

(5) $$C_3 = \frac{1}{210} + \frac{A}{360},$$

(6) $$C_4 = \frac{11}{360} + \frac{59A}{5040} + \frac{1+3A}{C},$$

(7) $$C_5 = \frac{1}{90} + \frac{5A}{1008} - \frac{(1+A)^3}{C},$$

(8) $$C_6 = \frac{1}{120} + \frac{17A}{5040} + \frac{1}{C},$$

(9) $$C_7 = \frac{215}{2772} + \frac{51A}{1232} + \frac{\frac{60}{7} + \frac{225A}{14} + \frac{75A^2}{7} + \frac{5A^3}{2}}{C},$$

(10) $$C_8 = \frac{31}{6930} + \frac{128A}{45045} + \frac{\frac{6}{7} + \frac{15A}{7} + \frac{12A^2}{7} + \frac{5A^3}{11}}{C},$$

(11) $$C_9 = \frac{533}{30240} + \frac{653A}{73920} + \frac{\frac{1}{2} + \frac{33A}{14} + \frac{39A^2}{28} + \frac{25A^3}{84}}{C},$$

(12) $$C_{10} = \frac{29}{3780} + \frac{3A}{704} - \frac{\frac{1}{2} + \frac{33A}{14} + \frac{81A^2}{28} + \frac{13A^3}{12}}{C},$$

(13) $$C_{11} = \frac{31}{6048} + \frac{1763A}{665280} + \frac{\frac{1}{2} + \frac{6A}{7} + \frac{15A^2}{28} + \frac{5A^3}{42}}{C},$$

(14) $$C_{12} = \frac{1}{2925} + \frac{71A}{300300} + \frac{\frac{8}{35} + \frac{18A}{35} + \frac{156A^2}{385} + \frac{6A^3}{55}}{C},$$

(15) $$C_{13} = \frac{761}{831600} + \frac{937A}{1663200} + \frac{\frac{1}{3} + \frac{6A}{35} + \frac{11A^2}{70} + \frac{3A^3}{70}}{C},$$

(16) $$C_{14} = \frac{197}{415800} + \frac{103A}{332640} - \frac{\frac{1}{35} + \frac{6A}{35} + \frac{17A^2}{70} + \frac{A^3}{10}}{C},$$

(17) $$C_{15} = \frac{233}{831600} + \frac{97A}{554400} + \frac{\frac{1}{35} + \frac{3A}{35} + \frac{A^2}{14} + \frac{2A^3}{105}}{C},$$

(18) $$C_{16} = C_1C_7C_{12} + C_2C_8C_3 + C_3C_8C_2 - \left(C_3^2C_7 + C_8^2C_1 + C_2^2C_{12}\right)$$

(19) $$C_{17} = \frac{C_4C_7C_{12} + C_2C_8C_{13} + C_3C_8C_9 - \left(C_{13}C_7C_3 + C_8^2C_4 + C_{12}C_2C_9\right)}{C_{16}},$$

(20) $$C_{18} = \frac{C_5C_7C_{12} + C_2C_8C_{14} + C_3C_8C_{10} - \left(C_{14}C_7C_3 + C_8^2C_5 + C_{12}C_2C_{10}\right)}{C_{16}},$$

(21) $$C_{19} = \frac{C_6C_7C_{12} + C_2C_8C_{15} + C_3C_8C_{11} - \left(C_{15}C_7C_3 + C_8^2C_6 + C_{12}C_2C_{11}\right)}{C_{16}},$$

(22) $$C_{20} = \frac{C_1C_9C_{12} + C_4C_8C_3 + C_3C_{13}C_2 - \left(C_3^2C_9 + C_{13}C_8C_1 + C_{12}C_4C_2\right)}{C_{16}},$$

(23) $$C_{21} = \frac{C_1C_{10}C_{12} + C_5C_8C_3 + C_3C_{14}C_2 - \left(C_3^2C_{10} + C_{14}C_8C_1 + C_{12}C_5C_2\right)}{C_{16}},$$

(24) $$C_{22} = \frac{C_1C_{11}C_{12} + C_6C_8C_3 + C_3C_{15}C_2 - \left(C_3^2C_{11} + C_{15}C_8C_1 + C_{12}C_6C_2\right)}{C_{16}},$$

(25) $$C_{23} = \frac{C_1C_7C_{13} + C_2C_9C_3 + C_4C_8C_2 - \left(C_3C_7C_4 + C_8C_9C_1 + C_2^2C_{13}\right)}{C_{16}},$$

(26) $$C_{24} = \frac{C_1C_7C_{14} + C_2C_{10}C_3 + C_5C_8C_2 - \left(C_3C_7C_5 + C_8C_{10}C_1 + C_2^2C_{14}\right)}{C_{16}},$$

(27) $$C_{25} = \frac{C_1C_7C_{15} + C_2C_{11}C_3 + C_6C_8C_2 - \left(C_3C_7C_6 + C_8C_{11}C_1 + C_2^2C_{15}\right)}{C_{16}},$$

(28) $$C_{26} = -\left(\frac{C}{4}\right)^{0\,25},$$

(29) $$C_{27} = C_{20} - C_{17} - \frac{5}{12} + C_{17}C_{26},$$

(30) $$C_{28} = C_{22} - C_{19} - \frac{1}{12} + C_{19}C_{26},$$

(31) $$C_{29} = -\left(\frac{C}{4}\right)^{0,5},$$

(32) $$C_{30} = -\left(\frac{C}{4}\right)^{0,75},$$

(33) $$C_{31} = \frac{3A}{2} - C_{17}C_{30},$$

(34) $$C_{32} = \frac{1}{2} - C_{19}C_{30},$$

(35) $$C_{33} = 0{,}5C_{26}C_{32} + C_{28}C_{31}C_{29} - \left(0{,}5C_{30}C_{28} + C_{32}C_{27}C_{29}\right)$$

(36) $$C_{34} = \frac{1}{12} + C_{18} - C_{21} - C_{18}C_{26},$$

(37) $$C_{35} = -C_{18}\left(\frac{C}{4}\right)^{0,75},$$

(38) $$C_{36} = \frac{C_{28}C_{35}C_{29} - C_{32}C_{34}C_{29}}{C_{33}},$$

(39) $$C_{37} = \frac{0{,}5C_{26}C_{35} + C_{34}C_{31}C_{29} - \left(0{,}5C_{30}C_{34} + C_{35}C_{27}C_{29}\right)}{C_{33}}$$

(40) $$E_1 = C_{17}C_{36} + C_{18} + C_{19}C_{37},$$

(41) $$E_2 = C_{20}C_{36} + C_{21} + C_{22}C_{37},$$

(42) $E_3 = C_{23}C_{36} + C_{24} + C_{25}C_{37}$,

(43) $E_4 = \frac{1}{4} + \frac{C_{37}}{12} + \frac{C_{36}}{4} - \frac{E_3}{5} - \frac{3E_2}{2} - E_1$,

(44) $E_5 = E_1\left(\frac{1}{2} + \frac{A}{6}\right) + E_2\left(\frac{1}{4} + \frac{11A}{84}\right) + E_3\left(\frac{1}{70} + \frac{A}{105}\right)$,

(45) $E_6 = E_5 - C_{36}\left(\frac{7}{120} + \frac{A}{36} + \frac{3A}{C}\right) - \frac{1}{40} - \frac{A}{72} - C_{37}\left(\frac{1}{60} + \frac{A}{120} + \frac{1}{C}\right)$,

(46) $f = \max\begin{cases}\frac{C_{36}}{1+A};\\ 1{,}0\end{cases}$

(47,а) $e = -\frac{E_6}{\left(\frac{C}{2{,}73}\right)^{0{,}25}\frac{(1+A)^3}{C}\sqrt{(D+2c)(s_0-c)}}$ - для фланцев по рис 12 1,

(47,б) $e = -\frac{C_{18}\left(\frac{1}{2}+\frac{A}{6}\right) + C_{21}\left(\frac{1}{4}+\frac{11A}{84}\right) + C_{24}\left(\frac{1}{70}+\frac{A}{105}\right) - \left(\frac{1}{40}+\frac{A}{72}\right)}{\left(\frac{C}{2{,}73}\right)^{0{,}25}\frac{(1+A)^3}{C}\sqrt{(D+2c)(s_0-c)}}$ - для фланцев по рис 12 2, 12 3,

(48,а) $K = \frac{D_н}{D+2c}$ для фланцев по рис 12 1,

(48,б) $K = \frac{D_н}{D_ф + 2c}$ для фланцев по рис 12 2,

(48,в) $K = \frac{D_{нк}}{D_k}$ для фланцев по рис 12 3,

(49) $T = \frac{K^2(1+8{,}55246\lg K)-1}{(1{,}0472+1{,}9448K^2)(K-1)}$,

(50) $U = \frac{K^2(1+8{,}55246\lg K)-1}{1{,}36136(K^2-1)(K-1)}$,

(51) $Y = \frac{1}{K-1}\left(0{,}66845 + 5{,}7169\frac{K^2\lg K}{K^2-1}\right)$,

(52) $Z = \frac{K^2+1}{K^2-1}$,

(53,а) $V = \frac{E_4}{\left(\frac{2{,}73}{C}\right)^{0\,25}(1+A)^3}$ - для фланцев по рис 12 1 1,

(53,б) $V = \frac{\frac{1}{4} - \frac{C_{24}}{5} - \frac{3C_{21}}{2} - C_{18}}{\left(\frac{2{,}73}{C}\right)^{0\,25}(1+A)^3}$ - для фланцев по рис 12 1 2, 12 1 3,

(54) $d = \frac{U}{V}\sqrt{(D+2c)(s_0-c)}(s_0-c)^2$,

(55) $L = \frac{he+1}{T} + \frac{h^3}{d}$

22. ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Свойства болтов (шпилек) для расчета фланцевых соединений арматуры и трубопроводов[10]

Таблица 1

Расчетная температура	Расчетное значение предела текучести болтов (шпилек) R_e, МПа для сталей марок						
	35	40	45	09Г2С	20Х13	30Х13	35Х
20	275	295	315	245	590	590	590
50	255	265	304	235	559	579	579
100	235	255	304	235	549	569	569
150	225	235	294	226	520	559	549
200	225	216	274	216	520	549	520
250	186	216	255	216	481	540	520
300	147	216	245	196	471	530	491
350	127	196	225	177	460		471
400				157	454		461
450				157	445		392
500							333
Расчетная температура	40Х	30ХМА	35ХМ	25Х1МФ	20Х1М1 Ф1БР	18Х12В МБФР	31Х19Н9 МВБТ
0	590	640	640	670	670	670	315
50	569	617	611	638	670	667	314
100	569	608	588	638	657	657	314
150	549	568	588	628	647	647	314
200	530	529	588	608	627	647	314
250	500	480	562	589	598	638	314
300	500	461	536	559	568	638	314
350	441	441	500	520	519	618	294
400	421	441	484	490	510	598	284
450	392	412	460	452	490	569	275
500	304	382	408	402	470	530	275
550							265
600							196

Таблица 2

Расчетная температура	Расчетное значение временного сопротивления болтов (шпилек) R_m, МПа для сталей марок						
	35	40	45	09Г2С	20Х13	30Х13	35Х
20	530	549	569	432	785	785	736
50	530	520	569	432	755	755	726
100	530	520	569	432	736	736	726
150	520	510	569	432	716	716	706
200	510	510	569	432	687	687	706
250	500	510	549	432	667	667	706
300	500	500	530	432	638	647	706
350	500	471	510	432	625		628
400				432	616		510
450				392	604		510
500							383

Продолжение таблицы 2

Расчетная температура	Расчетное значение предела текучести болтов (шпилек) R_m, МПа для сталей марок						
	40Х	30ХМА	35ХМ	25Х1МФ	20Х1М1 Ф1БР	18Х12В МБФР	31Х19Н9 МВБТ
20	736	785	784	785	785	785	589
50	726	775	765	775	775	775	589
100	726	755	749	775	765	755	569
150	706	746	732	765	755	746	549
200	697	706	732	765	746	726	530
250	697	697	717	755	736	706	510
300	697	687	701	725	726	687	491
350	628	687	701	695	716	667	471
400	540	669	651	645	697	628	441
450	461	598	586	589	647	589	441
500	461	530	505	529	598	549	412
550							392
600							392

Таблица 3

Марка стали	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6 \frac{1}{град}$ в зависимости от температуры, °С											
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
35,40,45,09Г2С,35Х, 40Х,30ХМА,35ХМ,25Х1МФ, 20Х1МФ1БР	11,5	11,9	12,2	12,5	12,8	13,1	13,4	13,6	13,8	14,0	14,2	14,4
20Х13,30Х13, 18Х12ВМБФР	10,0	10,3	10,6	10,8	11,0	11,2	11,4	11,5	11,7	11,8	11,9	12,0
31Х19Н9МВБТ	16,4	16,6	16,8	17,0	17,2	17,4	17,6	17,8	18,0	18,2	18,4	18,5

Таблица 4

Марка стали	Модуль упругости $E \ 10^{-5}, МПа$ в зависимости от температуры, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
35,40,45,	2,10	2,07	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,65	1,60	
09Г2С, 20Х1МФ1БР	2,10	2,07	2,05	2,02	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,67	1,60	
35Х,40Х,30ХМА,35ХМ, 25Х1МФ,	2,15	2,12	2,10	2,07	2,05	2,02	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70
20Х13,30Х13, 18Х12ВМБФР	2,20	2,17	2,15	2,12	2,10	2,05	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70
31Х19Н9МВБТ	2,05	2,02	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,70	1,67	1,65	1,62	1,60

gost.e-ecolog.ru