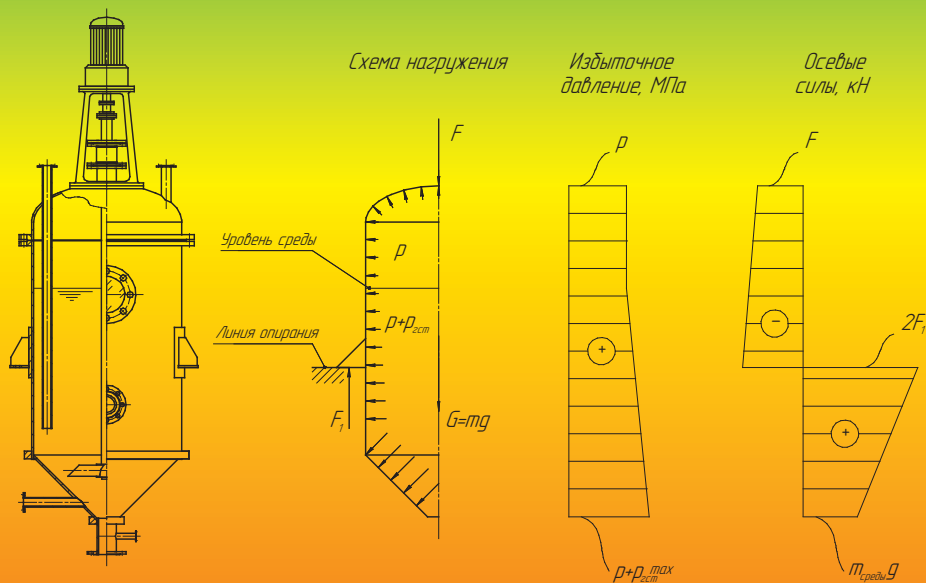


С. В. МОРДАНОВ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОБЩЕПРОМЫШЛЕННЫХ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

Учебное пособие



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УРАЛЬСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ПЕРВОГО ПРЕЗИДЕНТА РОССИИ Б. Н. ЕЛЬЦИНА

С. В. Морданов

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОБЩЕПРОМЫШЛЕННЫХ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся по направлению подготовки
18.03.02, 18.04.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы
в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии»

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2020

УДК 66.023:539.4(075.8)
ББК 30.121я73
М79

Рецензенты:

отдел расчетов прочности и надежности машин и аппаратов
Свердловского научно-исследовательского института химического
машиностроения (начальник отдела *Я. С. Голуб*);
Е. Ю. Мотовилов, ведущий инженер-конструктор
(ЗАО фирма «АЗОС», Екатеринбург)

Морданов, С. В.

М79 Расчет на прочность общепромышленных сосудов и аппаратов : учебное пособие / С. В. Морданов ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2020. — 236 с. : ил. — Библиогр.: с. 231–235. — 100 экз. — ISBN 978-5-7996-3037-9. — Текст : непосредственный.

ISBN 978-5-7996-3037-9

В учебном пособии рассматриваются основы нормативного расчета на прочность и устойчивость технологических сосудов и аппаратов химических, нефтехимических, пищевых и смежных производств в условиях статического нагружения. Приведены основные сведения о физике напряженного состояния, нормативной базе расчета на прочность сосудов и аппаратов химических и смежных производств. Рассмотрены методики нормативного расчета на прочность основных узлов химико-технологического оборудования.

Предназначено для студентов бакалавриата и магистратуры, изучающих дисциплины «Расчет и конструирование химического оборудования», «Расчет на прочность элементов оборудования атомной промышленности».

УДК 66.023:539.4(075.8)

ББК 30.121я73

На обложке:

Схема нагружения аппарата с мешалкой.

Рисунок С. В. Морданова

ISBN 978-5-7996-3037-9

© Уральский федеральный университет, 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	7
Введение	8
1. Основы сопротивления материалов	10
Принятые условные обозначения.....	10
1.1. Основные физико-механические свойства и характеристики конструкционных материалов и конструкций.....	11
1.2. Основные геометрические характеристики сечений.....	19
1.3. Нагрузки, действующие на конструкции.....	22
1.4. Узлы опирания и опорные реакции.....	23
1.5. Статически определимые и статически неопределимые системы.....	24
1.6. Растяжение-сжатие, изгиб, сдвиг и кручение.....	27
1.7. Общие сведения об устойчивости.....	31
1.8. Результирующие напряжения.....	37
2. Основные положения нормативного расчета на прочность тонкостенных сосудов и аппаратов	39
2.1. Нормативная база по расчету на прочность общепромышленных технологических сосудов и аппаратов.....	39
2.2. Нагрузки, предусмотренные нормативным расчетом на прочность.....	42
2.3. Этапы нормативного расчета на прочность, режимы нагружения и допускаемые напряжения.....	47

3. Расчет на прочность цилиндрических и конических обечаек и выпуклых днищ и крышек	54
Принятые условные обозначения	54
3.1. Физические основы нормативного расчета оболочек	
на прочность	55
3.1.1. Строение осесимметричных оболочек	55
3.1.2. Общий случай напряженного состояния тонкостенной оболочке	59
3.1.3. Основные положения безмоментной теории оболочек	61
3.1.4. Упрощенный вывод уравнений равновесия тонкостенной осесимметричной оболочки	62
3.2. Частные решения уравнений равновесия тонкостенной осесимметричной оболочки	72
3.3. Пример нормативного расчета цилиндрической обечайки на прочность и устойчивость	80
4. Расчет на прочность плоских днищ и крышек	91
Принятые условные обозначения	91
4.1. Физические основы нормативного расчета пластин	
на прочность	92
4.1.1. Общие сведения об изгибе тонких пластин	92
4.1.2. Упрощенный вывод уравнений изгиба тонкой пластины	93
4.2. Сферический изгиб тонкой пластины, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой	98
4.3. Пример нормативного расчета плоской крышки	101
5. Локальные напряжения. Основы моментных методов расчета на прочность	108
Принятые условные обозначения	108
5.1. Локальные и средние напряжения, причины возникновения локальных напряжений	109
5.2. Равновесие зон локальных напряжений оболочек.	
Общая последовательность решения краевой задачи	111
5.3. Пример решения краевой задачи	114

6. Укрепление отверстий в цилиндрических и конических обечайках и выпуклых днищах	129
Принятые условные обозначения	129
6.1. Физические основы нормативной методики укрепления отверстий	130
6.2. Общая последовательность нормативного расчета по укреплению одиночных и взаимно влияющих отверстий	136
6.3. Пример нормативного расчета по укреплению одиночного отверстия	137
7. Нормативный расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений	144
Принятые условные обозначения	144
7.1. Напряженное состояние фланцевого соединения	146
7.2. Общая последовательность нормативного расчета фланцевого соединения на прочность и герметичность	150
7.3. Пример нормативного расчета фланцевого соединения на статическую прочность и герметичность	152
8. Нормативный расчет на прочность элементов кожухотрубных теплообменников	174
Принятые условные обозначения	174
8.1. Напряженное состояние элементов кожухотрубного теплообменника	176
8.2. Общая последовательность расчета на прочность кожухотрубного теплообменника с жесткими трубными решетками	181
8.3. Пример расчета теплообменной камеры с жесткими трубными решетками	182
9. Нормативный расчет на прочность опорных узлов сосудов и аппаратов	198
Принятые условные обозначения	198
9.1. Напряженное состояние опорных узлов	200
9.1.1. Напряженное состояние при опирании на опорные лапы	200

9.1.2. Напряженное состояние при опирании на опорные стойки.....	201
9.1.3. Напряженное состояние при опирании на седловые опоры.....	203
9.2. Общая последовательность нормативного расчета на прочность опорных узлов сосудов и аппаратов.....	204
9.2.1. Общие сведения о расчете на прочность опорных узлов.....	204
9.2.2. Последовательность расчета узлов опирания на опорные лапы.....	205
9.2.3. Последовательность расчета узлов опирания на опорные стойки.....	206
9.2.4. Последовательность расчета узлов опирания на седловые опоры.....	207
9.3. Примеры нормативного расчета на прочность опорных узлов сосудов и аппаратов.....	208
9.3.1. Пример расчета узла опирания обечайки на опорные лапы.....	208
9.3.2. Пример расчета узла опирания днища на опорные стойки.....	212
9.3.3. Пример расчета узла опирания обечайки на седловые опоры.....	215
Библиографические ссылки.....	228
Библиографический список.....	231

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебном пособии рассматриваются основы нормативного расчета на прочность тонкостенных сосудов и аппаратов в условиях статического нагружения. Его цель — разъяснить основные принципы нормативного расчета общепромышленного оборудования, которое применяется на химических, металлургических, пищевых и смежных производствах.

Пособие состоит из девяти разделов. В разд. 1 в минимальном необходимом объеме приведены основы сопротивления материалов. В разд. 2 изложены общие положения нормативного расчета на прочность сосудов и аппаратов. Раздел 3 посвящен безмоментной теории оболочек и расчету на прочность и устойчивость цилиндрических и конических обечаек и выпуклых днищ и крышек. В разд. 4 рассмотрены основы напряженного состояния тонких пластин при изгибе и нормативный расчет плоских днищ и крышек. В разд. 5 рассказывается об отличиях средних и локальных напряжений, причинах возникновения локальных напряжений и общей методике расчета краевой задачи. Раздел 6 посвящен расчету на прочность днищ и крышек вблизи отверстий. В разд. 7 и 8 соответственно рассмотрены вопросы напряженного состояния и расчета фланцевых соединений и элементов кожухотрубных теплообменников. Раздел 9 посвящен расчету опорных узлов сосудов и аппаратов.

ВВЕДЕНИЕ

Расчет на прочность сосудов и аппаратов химической промышленности и смежных отраслей в России обеспечен обширной нормативной базой, основу которой составляют государственные стандарты ГОСТ 34233.1–2017 — ГОСТ 34233.12–2017. В данных нормативных документах методики расчета элементов оборудования отрасли изложены достаточно полно и подробно. Приложения к государственным стандартам содержат необходимую для выполнения расчетов на прочность справочную информацию по физико-механическим свойствам очень большого количества конструкционных материалов. Несмотря на некоторые недостатки (опечатки, редкие несоответствия обозначений на рисунках и в уравнениях), отечественная нормативная база по расчету на прочность сосудов и аппаратов является самодостаточной, универсальной и удобной для специалистов. Более того, когда нормативные методики явным образом не предусматривают выполнение тех или иных расчетов, общие принципы нормативного расчета позволяют в большинстве случаев выполнить необходимые расчеты элементов оборудования.

Возможно, единственным и самым существенным недостатком нормативных методик расчета сосудов и аппаратов на прочность является то, что в них никоим образом не объясняется физика напряженного состояния узлов оборудования, не объясняется, откуда взялись расчетные уравнения. Но такой упрек по отношению к нормативным документам несправедлив, поскольку у них нет цели объяснять физику. Тем не менее данное обстоятельство существенно затрудняет использование нормативных методик при отсутствии практического опыта их применения, т. е. в первую очередь при использовании студентами.

Существенную помощь в понимании физики напряженного состояния могут оказать различные учебные издания, например, работы З. Б. Канторовича, В. М. Говоркова, С. П. Тимошенко, М. Ф. Михалева и других авторов. Однако данные работы часто писались в то время, когда нормативная база по расчетам сосудов и аппаратов на прочность была не столь универсальна и не так систематизирована, как сегодня. Большинство такой литературы — учебники по дисциплине «Расчет и конструирование». Помимо сведений о физике напряженного состояния они содержат справочные данные и нормативные и ненормативные методики по конструированию и расчетам, актуальные на момент написания работ. А нормы, пусть и не в плане физических основ, все же меняются. Кроме того, даже между ГОСТ Р 52857–2007 и заменившем его ГОСТ 34233–2017 имеются существенные различия, которые могут отразиться на результатах тех или иных расчетов. Поэтому если для студента, изучающего основы дисциплины, большой разницы между стандартами 2007 и 2017 гг. нет, то в практическом плане разница может быть критичной. Автор настоятельно рекомендует читателю обращаться к учебной литературе для понимания физики напряженного состояния, но практические расчеты выполнять только по актуальным нормативным методикам.

Различные справочные издания, например работы А. С. Тимошина и А. А. Лашинского, также будут очень полезны при изучении дисциплины. Однако и к ним относятся те же замечания по нормативным методикам, что и к учебной литературе.

В нашем учебном пособии мы рассмотрим основы напряженного состояния элементов и типовых узлов оборудования отрасли и связь между современными нормативными методиками расчета на прочность оборудования химической промышленности и физической напряженного состояния элементов этого оборудования.

1. ОСНОВЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Принятые условные обозначения

A	— площадь сечения, м^2
E	— модуль упругости, Па
F	— сила, Н
G	— модуль сдвига, Па
I	— момент инерции сечения, м^4
k	— линейная жесткость, Н/м; характеристика жесткости стержня при изгибе, 1/м
L	— линейный размер, м
M	— изгибающий момент, м
Q	— сила, Н
q	— линейно распределенная нагрузка, Н/м
R	— реактивная сила, Н
S	— статический момент сечения, $\text{м} \cdot \text{м}^2$ (м^3)
T	— крутящий момент, м
w	— момент сопротивления сечения, м^3
x, y, z	— декартовы оси; координаты вдоль декартовых осей, м
γ	— относительная деформация сдвига
Δl	— линейная деформация, м
μ	— коэффициент Пуассона
ε	— относительная нормальная деформация
ρ	— радиус изгиба, м
σ	— нормальное напряжение, Па
τ	— касательное напряжение, Па

1.1. Основные физико-механические свойства и характеристики конструкционных материалов и конструкций

Автор надеется, что читатель уже прослушал общие механические специальные курсы, посвященные расчетам на прочность и напряженным состояниям конструкций (металловедение, сопротивление материалов, детали машин и др.), но тем не менее считает необходимым привести в данном учебном пособии основные сведения о физике напряженного состояния и дать четкие и однозначные определения физико-механическим свойствам и основным характеристикам материалов и конструкций. Для более полного и строгого понимания рекомендуется обратиться к соответствующей профильной литературе.

Напряженные состояния конструкций определяются нагрузками, действующими на них, свойствами конструкционных материалов, строением конструкций (включая схему опирания). При расчетах на прочность, как и при любых других инженерных расчетах, очень важно понимать физический смысл терминов, которыми мы будем оперировать.

Под *прочностью* мы будем понимать способность конструкции сохранять работоспособность в заданном режиме нагружения. Данное определение достаточно широкое и может учитывать многие факторы, необходимые для нормальной работы конкретной конструкции. У разных конструкций набор факторов, характеризующих работоспособность, может отличаться. В узком смысле прочностью называют свойство материала работать не разрушаясь, испытывая механические напряжения, возникающие под воздействием внешних сил и моментов.

Жесткостью конструкции будем называть ее способность сохранять форму под нагрузкой, т. е. сопротивляться деформациям. Противоположную по смыслу и часто обратную по величине характеристику будем называть *податливостью*.

Устойчивостью конструкции называют способность сохранять форму равновесия под нагрузкой. Для оболочек, напряженным состоянием которых мы будем заниматься в рамках нашего курса,

сохранение формы равновесия означает сохранение постоянства радиусов кривизны меридиана оболочки и кольцевого сечения.

Под *упругостью* понимают способность конструкции восстанавливать свою форму после снятия нагрузки. Таким образом, если после снятия нагрузки конструкция восстанавливает свою начальную форму, деформации этой конструкции под нагрузкой называют упругими. Если конструкция после снятия нагрузки не восстанавливает начальную форму полностью, деформации называют пластическими.

Нормативные методики расчета на прочность сосудов и аппаратов чаще всего предназначены для расчета на прочность в области упругих деформаций. Более того, деформации в области действия расчетных уравнений нормативных методик часто прямо пропорциональны действующим на конструкцию нагрузкам, т. е. подчиняются закону Гука.

Закон Гука показывает связь между деформациями конструкции и нагрузками, действие которых испытывает конструкция. Рассмотрим закон Гука для растяжения-сжатия стержня, а именно в одномерном, «школьном» виде:

$$F = k\Delta l, \quad (1.1)$$

где F — растягивающая или сжимающая сила, действующая на стержень, Н; k — линейная жесткость стержня, Н/м; Δl — удлинение стержня, м.

Линейная жесткость стержня при растяжении-сжатии рассчитывается по уравнению

$$k = \frac{EA}{L}, \quad (1.2)$$

где L — длина стержня в недеформированном состоянии, м.

Линейная жесткость стержня при работе на растяжение-сжатие, таким образом, зависит от его размеров (свойств конструкции) и от модуля упругости материала стержня (свойств материала). Модуль упругости E является одним из важных физико-механических свойств конструкционных материалов, использующихся при расчетах на прочность. Он характеризует способность материала

сопротивляться растяжению и сжатию. Для сталей значение модуля упругости составляет около $2 \cdot 10^{11}$ Па ($2 \cdot 10^5$ МПа).

В физике напряженных состояний часто пользуются не абсолютными, а относительными деформациями:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L}. \quad (1.3)$$

Для характеристики нагруженных состояний пользуются не абсолютными нагрузками, так как при прочих равных условиях элементы с разными площадями сечений воспринимают абсолютные нагрузки неодинаково, а напряжениями, т. е. нагрузками, распределенными в сечениях (отнесенными к площадям сечений):

$$\sigma = \frac{F}{A}. \quad (1.4)$$

Механические напряжения, таким образом, являются удельными характеристиками сил, действующих в сечениях. Механические напряжения бывают нормальными и касательными. Схема механических напряжений для общего случая напряженного состояния в бесконечно малом элементе твердого тела представлена на рис. 1.1. Нормальными напряжениями называют напряжения, действующие на элементарных площадках вдоль нормалей к этим площадкам, касательными — напряжения, действующие на элементарных площадках по касательным (вдоль площадок).

Нормальные напряжения возникают под действием растяжения-сжатия и изгиба, касательные напряжения — под действием кручения и сдвига (среза). Для лучшего понимания приведем аналогию, в которой деформациям сопоставим движение. Под действием внешних сил элементарный объем может перемещаться вдоль осей x , y , z или вращаться вокруг этих осей. Сопротивлению продольным перемещениям (деформациям) соответствуют нормальные напряжения, вращению (кручению) — касательные напряжения.

Подставив выражения (1.2)–(1.4) в уравнение (1.1), получим

$$F = \frac{EA}{L} \Delta l = EA\varepsilon, \quad (1.5)$$

откуда

$$\sigma = E\varepsilon \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{E}. \quad (1.6)$$

Уравнение (1.6) является классической формой записи закона Гука для одномерного напряженного состояния. Для трехосного напряженного состояния без учета касательных напряжений закон Гука принимает вид

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \mu\sigma_y - \mu\sigma_z), \quad (1.7)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu\sigma_x - \mu\sigma_z), \quad (1.8)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}(\sigma_z - \mu\sigma_x - \mu\sigma_y), \quad (1.9)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

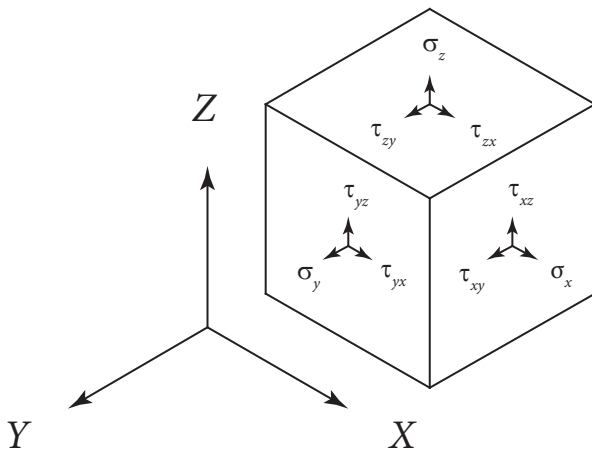


Рис. 1.1. Схема механических напряжений для общего случая напряженного состояния в бесконечно малом элементе твердого тела

Для определения физического смысла коэффициента Пуассона вернемся к растяжению-сжатию стержня. При растяжении длина стержня увеличивается. При этом стержень становится тоньше: диаметр стержня уменьшается. Удлинение стержня по отношению к направлению растягивающей силы является продольной деформацией, уменьшение диаметра стержня — поперечной деформацией. Коэффициент Пуассона — это отношение относительных поперечной и продольной деформаций. Значение коэффициента Пуассона определяется природой материала. Для сталей коэффициент Пуассона может принимать значения в диапазоне 0,25–0,30. При ориентировочных расчетах для сталей обычно принимают значение коэффициента Пуассона 0,3. То есть в случае растяжения стального стержня при увеличении его длины на 1 % диаметр стержня уменьшится на 0,3 %.

На рис. 1.2 представлена схема деформации элемента твердого тела под действием касательной нагрузки. Деформация Δl_y , вызванная касательной нагрузкой F_y , по своему характеру является сдвиговой.

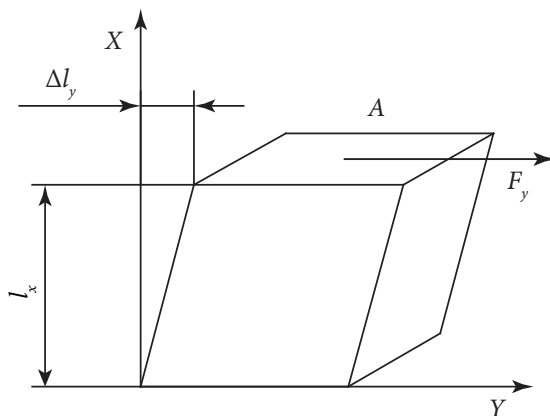


Рис. 1.2. Схема сдвиговой деформации под действием касательной нагрузки:

Δl_y — деформация сдвига в касательном направлении, м; l_x — размер элемента в нормальном направлении, м; F_y — касательная нагрузка, Н;
 A — площадь поперечного сечения элемента, м²

Безразмерную деформацию сдвига обозначим греческой буквой γ :

$$\gamma_{xy} = \frac{\Delta l_y}{l_x}. \quad (1.10)$$

Касательное напряжение в поперечном сечении элемента τ_{xy} вычислим как

$$\tau_{xy} = \frac{F_y}{A}. \quad (1.11)$$

Отношение касательного напряжения к безразмерной деформации сдвига называют модулем сдвига или модулем упругости второго рода. Модуль сдвига характеризует способность материала сопротивляться сдвиговым деформациям и является важным физико-механическим свойством материала.

$$G = \frac{\tau_{xy}}{\gamma_{xy}} = \frac{F_y}{A} \cdot \frac{l_x}{\Delta l_y}. \quad (1.12)$$

У изотропных материалов модуль сдвига связан с модулем упругости следующим образом:

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}. \quad (1.13)$$

Подставив в уравнение (1.13) характерные для сталей значения модуля упругости и коэффициента Пуассона, получим значение модуля сдвига для сталей около $80 \cdot 10^9$ Па (80 ГПа).

По аналогии с уравнением (1.6) можно записать закон Гука для касательных напряжений (закон Гука при сдвиге):

$$\tau = G\gamma \quad \text{или} \quad \gamma = \frac{\tau}{G}. \quad (1.14)$$

С учетом касательных напряжений закон Гука в общем виде для трехосного напряженного состояния (см. уравнения (1.7)–(1.9)) необходимо дополнить уравнениями

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \quad (1.15)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \quad (1.16)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G}. \quad (1.17)$$

Нормативные расчеты на прочность часто осуществляют по допустимым напряжениям. Допустимые напряжения рассчитывают по тем или иным методикам на основе значений характерных физико-механических пределов конструкционных материалов. Для сталей физико-механические пределы определяют главным образом при испытаниях на растяжение по ГОСТ 1497–84 [1].

На рис. 1.3 представлена диаграмма растяжения, характерная для сталей с площадкой текучести. Диаграмма выполнена в координатах «деформация Δl — нормальное напряжение σ ». Такая сис-

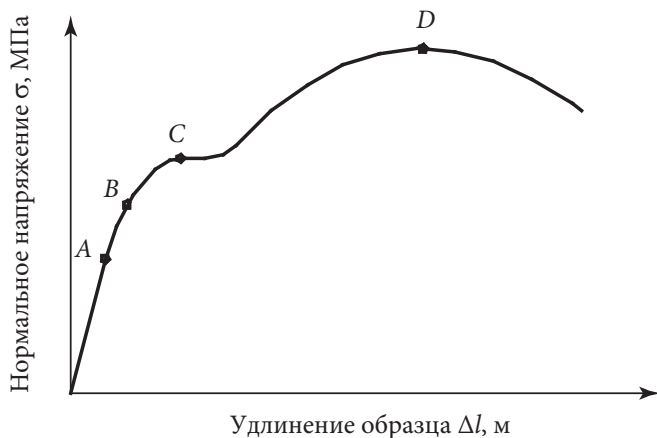


Рис. 1.3. — Диаграмма растяжения:
 A — предел пропорциональности; B — предел упругости;
 C — предел текучести; D — временное сопротивление

тема координат обусловлена методикой испытаний на растяжение по ГОСТ 1497–84.

Точкой *A* на рис. 1.3 обозначен предел пропорциональности. До достижения этого предела деформация зависит от механического напряжения линейно, т. е. выполняется закон Гука.

Точкой *B* на рис. 1.3 обозначен предел упругости. В нормативных документах по расчету на прочность предел упругости чаще всего обозначают как $R_{0,05}$. Индекс данного обозначения говорит о том, что до достижения предела упругости остаточная деформация (удлинение) образца после снятия нагрузки не превышает 0,05 %.

Точкой *C* на рис. 1.3 обозначен предел текучести. В нормативных документах данный физико-механический предел обозначают как $R_{0,2}$ или $R_{p0,2/t}$. До достижения предела текучести остаточное удлинение образца после снятия нагрузки не превышает 0,2 %. Для некоторых материалов остаточная деформация по пределу текучести может отличаться от 0,2 %. Например, для меди и ее сплавов такая остаточная деформация составляет 1,0 %, предел текучести в нормативных методиках в этом случае обозначают как $R_{p1,0/t}$. В нашем учебном пособии мы для простоты будем обозначать предел текучести R_t . За точкой *C* на диаграмме растяжения показан горизонтальный участок. Такой участок называется площадкой текучести, он характерен не для всех материалов. На площадке текучести материал начинает «течь»: деформации возрастают без увеличения нагрузки.

Точкой *D* на рис. 1.3 обозначено временное сопротивление. В нормативных документах данный физико-механический предел обозначают как $R_{m/t}$. В расчетной практике временное сопротивление часто называют пределом прочности, хотя с точки зрения материаловедения это не обязательно так. В нашем учебном пособии мы будем называть временное сопротивление пределом прочности и для простоты обозначать как R_n , но будем использовать этот термин как профессиональный жаргонизм. Более подробно о напряженном состоянии при растяжении читатель может узнать в профильной литературе.

1.2. Основные геометрические характеристики сечений

Как было показано ранее, одной из основных характеристик, применяющихся для оценки напряженного состояния конструкции, является напряжение. Можно сказать, что напряжение показывает, насколько интенсивно нагрузки действуют в том или ином сечении конструкции (см. уравнения (1.4), (1.11)). Таким образом, напряженное состояние конструкции зависит в том числе и от геометрических характеристик наиболее загруженных сечений данной конструкции.

Рассмотрим основные геометрические характеристики сечений.

Площадь является наиболее очевидной геометрической характеристикой, позволяющей количественно оценить размеры сечения.

Еще одной важной характеристикой сечения является *статический момент сечения* относительно оси. Статический момент сечения показывает, каким образом площадь сечения распределена относительно той или иной оси. Таким образом, если площадь позволяет определить размеры сечения, то статический момент позволяет определить положения центра масс сечения.

Статический момент сечения (как моменты инерции и сопротивления сечения) называют моментом по аналогии с математической формой записи и характеристиками тел, совершающих тот или иной вид движения. Математическим аналогом статического момента сечения является момент силы. Строгое определение статического момента сечения относительно оси выглядит следующим образом:

$$S_z = \int_A y dA, \quad (1.18)$$

$$S_y = \int_A z dA, \quad (1.19)$$

где S_z, S_y — статические моменты сечения относительно осей z и y , в которых данное сечение расположено, $\text{м} \cdot \text{м}^2$ или (формально) м^3 .

В расчетной практике определение значений статических моментов сечения осуществляют численно. Для этого сечение разбивают на простые фигуры, у которых несложно определить площади и ко-

ординаты центров тяжести. Уравнения (1.18), (1.19) в таком случае принимают вид

$$S_z = \sum y_i A_i, \quad (1.20)$$

$$S_y = \sum z_i A_i, \quad (1.21)$$

где y_i, z_i — координаты центров тяжести простых фигур, составляющих сечение, относительно принятых осей, м.

Зная значения статического момента сечения относительно двух взаимно перпендикулярных осей, можно найти координаты центра тяжести сечения в этих осях:

$$z_c = \frac{S_y}{A}, \quad (1.22)$$

$$y_c = \frac{S_z}{A}, \quad (1.23)$$

где z_c, y_c — координаты центра тяжести сечения, м.

Уравнения (1.18)–(1.23) показывают, что для одного и того же сечения статические моменты инерции и координаты центра тяжести изменяются в зависимости от положения точки начала отсчета координат и направления координатных осей. Если для заданного направления координатных осей расположить точку начала отсчета координат в центре тяжести сечения, то статические моменты сечения относительно осей принятой системы координат будут равны нулю. Данные координатные оси называют центральными.

Теперь рассмотрим такие геометрические характеристики сечения, как *осевой (экваториальный), полярный и центробежный моменты инерции сечения*. Данные характеристики получили свое название по аналогии с моментом инерции тепла — величиной, количественно характеризующей инерцию тела, совершающего вращательное движение, относительно того или иного геометрического объекта (оси, точки и т. д.). Моменты инерции сечения рассчитывают по следующим уравнениям:

$$I_z = \int_A y^2 dA, \quad (1.24)$$

$$I_y = \int_A z^2 dA, \quad (1.25)$$

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA, \quad (1.26)$$

$$I_{zy} = \int_A zy dA, \quad (1.27)$$

где I_z, I_y — осевые (экваториальные) моменты инерции сечения, м^4 ; I_ρ — полярный момент инерции сечения, м^2 ; ρ — расстояние от точки сечения до точки отсчета координат (полюса), м ; I_{zy} — центробежный момент инерции сечения, м^4 .

В расчетной практике определение моментов инерции сечения, так же как и в случае со статическим моментом, осуществляют путем разбиения сечения на простые фигуры.

В сопротивлении материалов моменты инерции используют в первую очередь для расчета деформаций и для расчета *осевых и полярного моментов сопротивления сечения*. Моменты сопротивления количественно показывают, как сечение сопротивляется разрушению при различных видах нагрузки:

$$w_z = \frac{I_z}{y_{\max}}, \quad (1.28)$$

$$w_y = \frac{I_y}{z_{\max}}, \quad (1.29)$$

$$w_\rho = \frac{I_\rho}{\rho_{\max}}, \quad (1.30)$$

где w_z, w_y — осевые моменты сопротивления сечения, м^3 ; y_{\max}, z_{\max} — расстояние от наиболее удаленных точек сечения до осей, м ; w_ρ — полярный момент сопротивления сечения, м^3 ; ρ_{\max} — расстояние от полюса до наиболее удаленной точки сечения, м .

Осевые моменты сопротивления и полярный момент сопротивления используют соответственно при расчетах на изгиб и кручение, о чем будет сказано подробнее ниже. Поэтому иногда осевые моменты сопротивления называют *моментами сопротивления изгибу*, а полярный момент сопротивления — *моментом сопротивления кручению*.

Более подробную информацию о геометрических характеристиках сечений читатель может найти в учебной литературе по сопротивлению материалов.

1.3. Нагрузки, действующие на конструкции

Реальные нагрузки, которые испытывают конструкции, могут быть сложными по своему характеру и приводить к возникновению в различных сечениях конструкции касательных и нормальных напряжений, действующих одновременно в различных направлениях. В связи с этим в практике прочностных расчетов принят определенный набор нагрузок, с помощью которого можно описать как простые, так и сложные напряженные состояния.

Среди «простых» нагрузок (рис. 1.4) следует выделить:

— продольную силу — сжимающую или растягивающую, N (рис. 1.4, а);

— поперечную силу, H (рис. 1.4, б);

— изгибающий момент, $H \cdot m$ (рис. 1.4, в);

— крутящий момент, $H \cdot m$ (рис. 1.4, г);

— распределенную нагрузку, H/m или H/m^2 (рис. 1.4, д).

В прочностных расчетах сосудов и аппаратов (конструкций, состоящих из оболочек и пластин) при задании нагрузок существует некоторая специфика. Внешние (активные) нагрузки, как правило, представлены силами (H), изгибающими моментами ($H \cdot m$) и распределенной по поверхности нагрузкой (давлением) (H/m^2).

Внутренние нагрузки (реакции) часто для удобства задают в виде линейно распределенных сил (H/m) и линейно распределенных изгибающих моментов ($H \cdot m/m$). Формальной размерностью

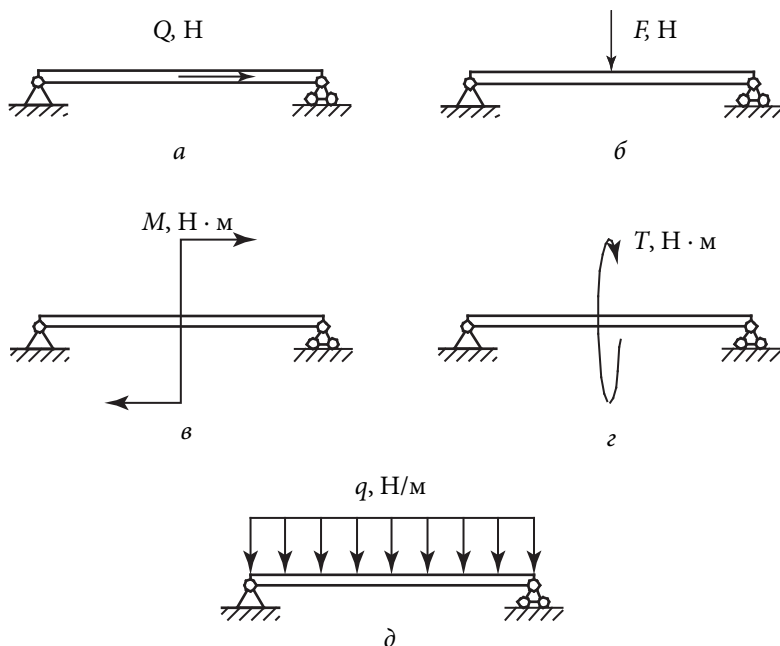


Рис. 1.4. Основные нагрузки:

а — продольная сила; *б* — поперечная сила; *в* — изгибающий момент;
г — крутящий момент; *д* — распределенная нагрузка

распределенного изгибающего момента является H , однако для понимания физического смысла таких реакций автор рекомендует использовать размерность $\text{H} \cdot \text{м/м}$.

1.4. Узлы опирания и опорные реакции

В сопротивлении материалов и теоретической механике выделяют три основных типа идеальных опор (рис. 1.5), позволяющих схематизировать реальные узлы опирания конструкций: неподвижную шарнирную опору (рис. 1.5, *а*), шарнирную подвижную опору (рис. 1.5, *б*) и жесткую заделку или защемление (рис. 1.5, *в*).

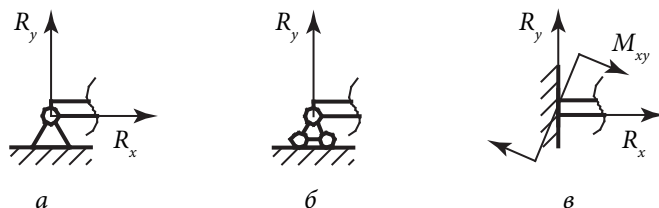


Рис. 1.5. Основные типы идеальных опор:

a — неподвижная шарнирная опора; *б* — подвижная шарнирная опора;
в — жесткая заделка (защемление)

Каждому типу идеальных опор соответствует свой набор опорных реакций:

— неподвижной шарнирной опоре — силы, действующие во всех направлениях (например, на рис. 1.5, *a* — реакции R_x, R_y);

— подвижной шарнирной опоре — силы, действующие в направлениях, ограничивающих перемещение опорного узла (например, на рис. 1.5, *б* — реакция R_y);

— защемлению — силы, действующие во всех направлениях, и крутящие моменты в опорном узле (например, на рис. 1.5, *в* — реакции R_x, R_y и момент M_{xy}).

1.5. Статически определимые и статически неопределимые системы

Статически определимыми называют системы (конструкции), у которых все реакции в опорных узлах можно определить из условий статического равновесия. В сопротивлении материалов при рассмотрении равновесия конструкции чаще всего пользуются условием равновесия сил и моментов, действующих на конструкцию. Для статически определимой балки условие равновесия сил и моментов выглядит следующим образом:

$$\sum F_{xi} = 0, \quad (1.31)$$

$$\sum F_{yi} = 0, \quad (1.32)$$

$$\sum M_{xyi} = 0, \quad (1.33)$$

где i — индекс опорного узла.

В качестве точки приложения обычно выбирают какой-либо опорный узел, чтобы исключить из уравнения (1.33) силы, действующие в этом опорном узле, но, вообще говоря, такая точка может находиться в произвольном месте.

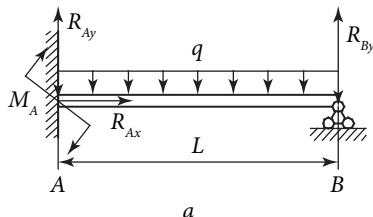
Как несложно заметить по уравнениям (1.31)–(1.33), у статически определимой балки общее количество реакций во всех опорных узлах должно быть равно трем, при условии, что ни одно из уравнений (1.31)–(1.33) не вырождается.

Статически определимой конструкцией, таким образом, будет являться либо опертая на одну подвижную и одну неподвижную шарнирные опоры балка, либо жестко защемленная балка. Если по условию статического равновесия определить все опорные реакции конструкции невозможно, то такую конструкцию называют статически неопределимой. Статически неопределимые конструкции, даже одномерные, достаточно широко распространены в технике. В связи с этим знание методов определения опорных реакций статически неопределимых конструкций является необходимым.

Подробнее о методах расчета статически неопределимых конструкций можно узнать в профильной литературе по сопротивлению материалов, например, в учебном пособии Н. М. Беляева [2, с. 433–473]. Здесь же рассмотрим общую последовательность решения статически неопределимой задачи по условию совместности деформаций или равенства перемещений (рис. 1.6) [Там же, с. 441–442].

Алгоритм решения статически неопределимой задачи по условию совместности деформаций выглядит следующим образом:

1. Рассчитывают все опорные реакции, которые можно определить из условия статического равновесия (рис. 1.6, а).
2. Расчетную схему статически неопределимой системы преобразуют, заменяя один из опорных узлов на опорный узел другого типа с меньшим количеством реакций или исключая один опорный узел (рис. 1.6, б).
3. Исключенные опорные реакции заменяют дополнительными активными нагрузками (рис. 1.6, в).



Сумма проекций сил на ось x :

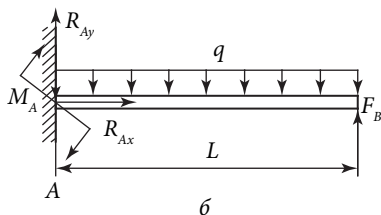
$$R_{Ax} = 0.$$

Сумма проекций сил на ось y :

$$R_{Ay} + R_{By} - qL = 0.$$

Сумма моментов относительно точки A:

$$M_A + qL \cdot \frac{L}{2} - R_{By}L = 0.$$



Условие совместности деформаций
в точке B:

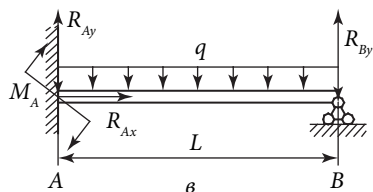
$$\Delta_q + \Delta_{F_B} = 0,$$

$$\Delta_q = -\frac{qL^4}{8EI},$$

$$\Delta_{F_B} = +\frac{F_B L^3}{3EI}.$$

Из условия совместности деформаций

$$\frac{F_B L^3}{3EI} = \frac{qL^4}{8EI}, \rightarrow F_B = \frac{3}{8}qL.$$



Обратное преобразование расчетной
схемы:

$$R_{By} = F_B = \frac{3}{8}qL.$$

Сумма проекций сил на ось y :

$$R_{Ay} + \frac{3}{8}qL - qL = 0, \rightarrow R_{Ay} = \frac{5}{8}qL.$$

Сумма моментов относительно точки A:

$$M_A + qL \cdot \frac{L}{2} - \frac{3}{8}qL \cdot L = 0, M_A = -\frac{1}{8}qL^2.$$

Рис. 1.6. Основные этапы решения статически неопределимой задачи:
а — работа с исходной схемой опирания; б — преобразование схемы опирания
к статически определемому виду и работа с преобразованной схемой опирания;
в — обратное преобразование схемы опирания

4. Задают условие совместности деформаций в измененном опорном узле от внешних и дополнительных нагрузок (рис. 1.6, б).

5. По условию совместности деформаций определяют дополнительные нагрузки, т.е. реакции, которые невозможно определить из условий статического равновесия.

6. Если требуется, производят обратное преобразование расчетной схемы и находят оставшиеся опорные реакции по условию статического равновесия (рис. 1.6, в).

Метод решения статически неопределимых задач с помощью условия совместности деформаций нашел широкое применение в расчете на прочность сосудов и аппаратов. В частности, данным методом получены некоторые уравнения нормативного расчета фланцевых соединений и кожухотрубных теплообменных аппаратов. Также с помощью данного метода решают краевые задачи, о чем подробнее будет сказано в разд. 4.

1.6. Растяжение-сжатие, изгиб, сдвиг и кручение

Простые напряженные состояния по действию нагрузок и виду деформаций делят на растяжение-сжатие, простой изгиб, сдвиг и кручение. В сопротивлении материалов при расчете стержневых (балочных) систем чаще всего рассматривают растяжение-сжатие, изгиб и кручение. Сложные напряженные состояния описывают с помощью различных комбинаций простых напряженных состояний.

Растяжением-сжатием называют такую деформацию, которая вызывается нагрузкой, действующей вдоль главной оси конструкции по нормали к рассматриваемому сечению. Если такая деформация приводит к растяжению, ее считают положительной, если к сжатию — отрицательной. Для балки в случае простого растяжения-сжатия растягивающее или сжимающее напряжение и относительная деформация рассчитываются по уравнениям

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad (1.34)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L}. \quad (1.35)$$

Простым изгибом или поперечным изгибом называют деформацию, при которой происходит изменение радиуса кривизны конструкции в направлении, перпендикулярном изгибающей силе, или в плоскости действия изгибающего момента. Для балки в случае простого изгиба изгибное напряжение и относительную деформацию рассчитывают по уравнениям

$$\sigma = \frac{M}{w}, \quad (1.36)$$

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho}, \quad (1.37)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}. \quad (1.38)$$

При простых изгибе и растяжении-сжатии в сечениях конструкции возникают нормальные напряжения (см. подразд. 1.1), при сдвиге и кручении — касательные.

Сдвигом называется деформация, при которой параллельные слои материала смещаются друг относительно друга, при этом расстояние между данными слоями в направлении, перпендикулярном сдвигу, не изменяется (рис. 1.7).

Для балки при сдвиге касательное напряжение сдвига (перерезывающее напряжение) и относительную деформацию рассчитывают по уравнениям

$$\tau = \frac{Q}{A}, \quad (1.39)$$

$$\gamma \approx \operatorname{tg}(\gamma) = \frac{\Delta S}{a}, \quad (1.40)$$

$$\Delta S = \frac{Q \cdot a}{G \cdot A}, \quad (1.41)$$

где Q — поперечная (перерезывающая) сила, Н; ΔS — абсолютное смещение слоев относительно друг друга, м; a — расстояние между слоями, м.

Интуитивно термин «кручение» понятен, однако в учебниках по сопротивлению материалов кручению обычно дают достаточно «слепое» определение. *Кручением* называют такой вид деформации, при котором в поперечном сечении возникает только одна реакция — крутящий момент. Попробуем разобраться с кручением на простом примере. Возьмем балку круглого поперечного сечения, жестко закрепленную с одного конца (рис. 1.8). Приложим к свободному сечению балки пару сил или момент, действующий в плоскости сечения. Под действием момента сечение стремится повернуться вокруг оси симметрии балки. Другие поперечные слои балки сопротивляются этому повороту. Реактивный момент, возникающий в балке в ответ на действие активного момента, как раз и является той самой единственной реакцией, возникающей при деформации кручения. Крутящий момент часто обозначают латинской буквой T (от англ. *torque* или фр. *moment de torsion* — крутящий момент),

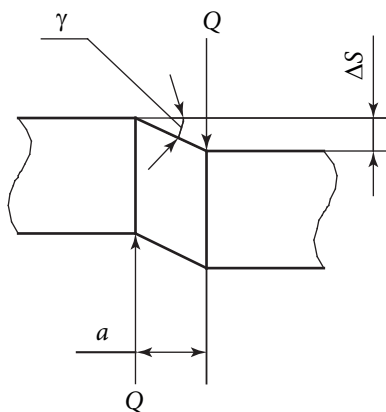


Рис. 1.7. Схема сдвиговой деформации

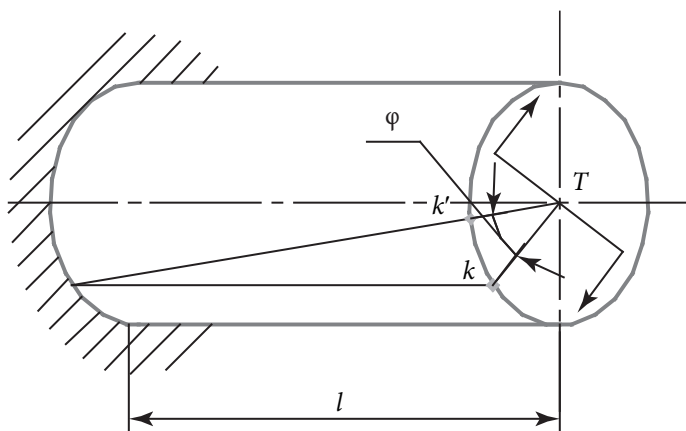


Рис. 1.8. Схема деформации кручением:

k — положение произвольной точки на поверхности балки в недеформированном состоянии; k' — положение произвольной точки на поверхности балки в деформированном состоянии

чтобы отличить его от изгибающего момента, в русскоязычной литературе также распространено обозначение $M_{кр}$.

Для балки, испытывающей воздействие крутящего момента, напряжение и деформацию рассчитывают по уравнениям

$$\tau = \frac{T}{w}, \quad (1.42)$$

$$\gamma = \frac{TL}{GI_{\rho}}, \quad (1.43)$$

$$\theta = \frac{\varphi}{L}, \quad (1.44)$$

где θ — относительный угол закручивания, 1/м.

1.7. Общие сведения об устойчивости

Как отмечалось выше, устойчивостью конструкции называют ее способность сохранять форму равновесия под нагрузкой. О форме равновесия конструкции можно судить по радиусам кривизны ее элементов. Сохранение формы равновесия оболочек означает сохранение постоянства первого и второго радиусов кривизны меридиана оболочки и постоянство кривизны кольцевых сечений.

Рассмотрим механическую устойчивость конструкции на наиболее простом и известном по курсу сопротивлению материалов примере — изгибе стержня при сжатии (рис. 1.9).

Стержень деформируется под действием сжимающей нагрузки, например, силы. До достижения некоторой предельной величины сжимающей нагрузки он будет испытывать простое сжатие: его длина будет уменьшаться, а характерный размер поперечного сечения — увеличиваться (рис. 1.9, б). При достижении некоторого предельного (критического) значения сжимающей нагрузки стержень изогнется,

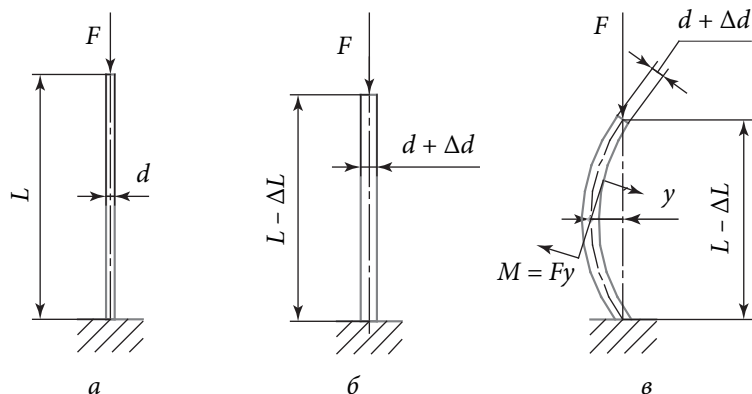


Рис. 1.9. Деформация стержня при сжатии:

a — исходное состояние стержня; $б$ — простое сжатие; $в$ — изгиб при потере устойчивости; L — начальная длина стержня; ΔL — изменение длины стержня; d — начальный диаметр стержня; Δd — изменение диаметра стержня; F — сжимающая нагрузка; M — изгибающая нагрузка; y — прогиб стержня

т. е. теряет форму равновесия (рис. 1.9, в). Усилие, изначально приводившее к простому сжатию стержня, теперь будет приводить к возникновению в нем изгибающего момента и изгибных напряжений.

Ситуация потери устойчивости опасна тем, что возникающие изгибные напряжения могут существенно превышать нормальные напряжения, возникающие в результате простого сжатия. Таким образом, конструкция (стержень), потерявшая устойчивость, может потерять прочность при нагрузках, гораздо меньших, чем предельные по расчету на простое сжатие.

Более подробно о физике устойчивости стержней при сжатии можно узнать из работ [2, с. 619–637; 3, с. 78–133]. В этих же работах в более строгом виде представлен вывод основных уравнений для расчета критических сжимающих сил. В данном учебном пособии рассмотрим задачу определения предельной нагрузки, приводящей к потере устойчивости стержня при сжатии для простого случая сжатия однопролетной статически определимой балки. Расчетная схема задачи представлена на рис. 1.10.

Выразим изгибающий момент, действующий в произвольной точке стержня с координатой x , через прогиб y в данной точке:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x). \quad (1.45)$$

В представленной на рис. 1.10 точке плечо изгибающего момента в точке с координатой x равно прогибу y в этой точке. Тогда, приняв положительным направление прогиба вниз, получим

$$M(x) = -yF, \quad (1.46)$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -yF, \quad (1.47)$$

где F — сжимающее усилие, Н.

Введем вспомогательную величину k , характеризующую жесткость стержня при изгибе:

$$k = \sqrt{\frac{F}{EI}}. \quad (1.48)$$

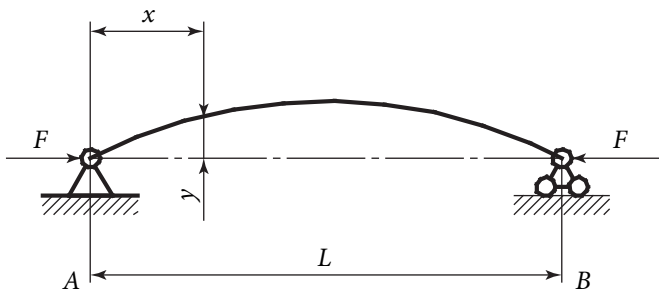


Рис. 1.10. Расчетная схема задачи потери устойчивости стержня при сжатии

Преобразуем уравнение (1.47), для этого разделим левую и правую части уравнения (1.47) на модуль упругости и момент сопротивления сечения:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = 0. \quad (1.49)$$

Проинтегрировав уравнение (1.49) относительно прогиба, получим в общем виде уравнение, описывающее форму изогнутого стержня:

$$y = a \cdot \sin(kx) + b \cdot \cos(kx), \quad (1.50)$$

где a, b — постоянные интегрирования.

В узлах опирания стержня прогиб y равен нулю. Координата x в узле опирания A принимает значение 0. Тогда постоянная интегрирования b равна нулю. Уравнение (1.50) принимает вид

$$y = a \cdot \sin(kx). \quad (1.51)$$

В точке опирания B , как уже было сказано, прогиб равен нулю, а координата x принимает значение L . Таким образом, в узле опирания B получим

$$0 = a \cdot \sin(kL). \quad (1.52)$$

Уравнение (1.52) справедливо при равенстве нулю либо постоянной интегрирования a , либо $\sin(kL)$. Если нулю равна постоянная интегрирования a , то, согласно уравнению (1.51), прогиб стержня

в любой произвольной точке с координатой x должен быть также равен нулю, т. е. стержень должен быть абсолютно жестким на изгиб, что противоречит исходным данным. Таким образом, нулю должен быть равен $\sin(kL)$. В свою очередь, $\sin(kL)$ будет равен нулю при kL , кратных π .

Тогда для возникновения изгиба при сжатии стержня должно выполняться условие

$$k = \frac{\pi n}{L}, \quad (1.53)$$

$$\sqrt{\frac{F}{EI}} = \frac{\pi n}{L}, \quad (1.54)$$

где n — целое число.

Общее решение уравнения (1.54) относительно силы F_E , приводящей к изгибу стержня, имеет вид

$$F_E = \frac{\pi^2 EI n^2}{L^2}, \quad (1.55)$$

где F_E — сжимающая сила, приводящая к потере устойчивости, Н.

Уравнение (1.55) впервые получено Леонардом Эйлером и в литературе по сопротивлению материалов часто называется уравнением Эйлера для сжатого стержня, или просто уравнением Эйлера. Как видно, уравнение (1.55) имеет множество решений. Причем первое из них при n , равном нулю, нефизично и при решении практических задач не используется. Минимальное значение сжимающая сила принимает при n , равном единице:

$$F_{E \min} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}, \quad (1.56)$$

где $F_{E \min}$ — минимальная (критическая) сжимающая сила, приводящая к потере устойчивости сжатого стержня, Н.

Следует заметить, что уравнение (1.56) справедливо только для шарнирной схемы опирания, показанной на рис. 1.10. Для других способов опирания константы интегрирования a и b в уравнении

(1.50) могут принимать другие значения и решения уравнения (1.50) могут принимать другой вид.

Подставив уравнение (1.55) в уравнение (1.51), получим

$$y = a \cdot \sin\left(\frac{\pi n x}{L}\right). \quad (1.57)$$

Учитывая, что n является целым числом, деформированная форма стержня в случае шарнирного опирания при потере устойчивости при сжатии представляет собой некоторое целое количество полуволн.

В более общем случае уравнение Эйлера для сжатого стержня принимает вид

$$F_{E \min} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu L)^2}, \quad (1.58)$$

где μ — коэффициент, учитывающий конструкцию узлов опирания стержня; например, для стержней шарнирного опирания, как уже было показано, $\mu = 1$, для консольного жестко заделанного стержня $\mu = 2$.

Подставив значения μ в уравнения (1.56) и (1.55), увидим, что для $n = 1$ шарнирно опертый стержень изгибается одной полуволной; жестко заделанный стержень — половиной полуволны. При $n = 2$ шарнирно опертый стержень изгибается двумя полуволнами, жестко заделанный стержень — одной полуволной.

Формы деформации, соответствующие различным значениям n , называют формами потери устойчивости. Как несложно заметить из уравнения (1.55), различные формы потери устойчивости соответствуют различным величинам критических сжимающих усилий. Таким образом, на рис. 1.9 конструкция испытывает потерю устойчивости по второй форме. В практических расчетах на устойчивость чаще всего сечение конструкции выбирают таким образом, чтобы избежать потери устойчивости для наименьшего значения критической силы.

Оболочки, как и стержни, теряют устойчивость под действием сжимающих нагрузок, например, под действием наружного избыточного давления.

Потеря устойчивости стержня выражается в изгибе вдоль оси этого стержня несколькими полуволнами.

Устойчивость оболочки выражается в локальном изменении радиусов кривизны ее меридиональных и кольцевых сечений. Меридиональная и кольцевая потеря устойчивости могут происходить одновременно, при этом поверхность оболочки деформируется в меридиональном и кольцевом направлениях также полуволнами (рис. 1.11).

Подробно с теорией устойчивости оболочек и строгими методами расчета оболочек в условиях потери устойчивости читатель может ознакомиться в работах Н. А. Алфутова [3, с. 220–270], И. А. Биргера и соавт. [4, с. 459–477; 5, с. 548–549] и в особенности С. П. Тимошенко [6, с. 618–643]. О нормативном расчете оболочек на устойчивость подробнее поговорим в разд. 3.

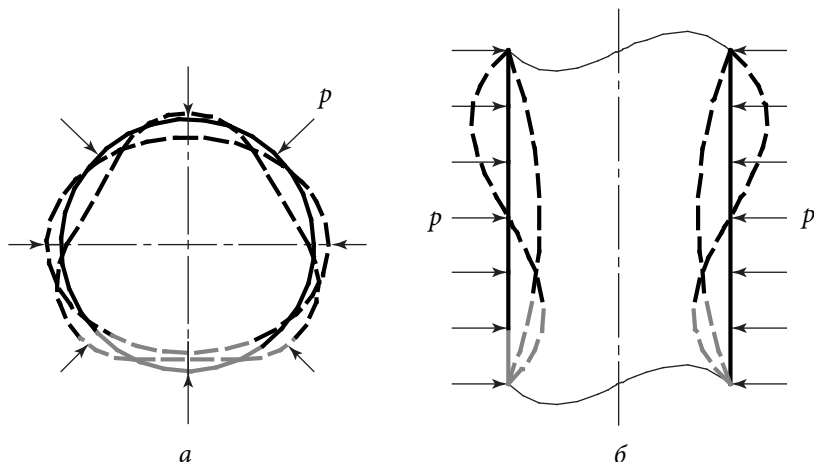


Рис. 1.11. Потеря устойчивости оболочки:
 a — кольцевая; b — меридиональная; p — сжимающая нагрузка (наружное избыточное давление); деформированные поверхности оболочки показаны пунктирными линиями, недеформированные — сплошными

1.8. Результирующие напряжения

При расчетах на прочность конструкций, испытывающих сложные напряженные состояния, возникает необходимость расчета результирующих напряжений для последующего сравнения с допустимыми значениями. В литературе по сопротивлению материалов читатель может найти подробную информацию по теории прочности, допустимых и результирующих напряжений. Мы ограничимся рассмотрением результирующих напряжений по различным теориям прочности.

Первая теория прочности в качестве результирующего (лимитирующего) напряжения использует максимальное нормальное напряжение, возникающее в сечении под нагрузкой. Первая теория прочности справедлива для хрупких однородных материалов (стекло, керамика), при расчетах на прочность стальных сосудов и аппаратов первая теория прочности практически не используется.

Вторую теорию прочности называют также теорией наибольших линейных деформаций. Согласно этой теории прочность конструкции обеспечивается до тех пор, пока ее наибольшее относительное удлинение в том или ином направлении не превышает допустимого относительного удлинения для стержня, изготовленного из того же материала и испытывающего простое растяжение. Вторая теория прочности, как и первая, не подтверждается экспериментально для пластичных материалов и при расчетах на прочность стальных сосудов и аппаратов не используется.

Третья теория прочности основана на гипотезе, что сложное и линейное напряженные состояния эквивалентны, если наибольшие касательные напряжения в том и другом случае одинаковы. Поэтому третью теорию прочности также называют теорией наибольших касательных напряжений. Данная теория применяется, в частности, при расчетах на прочность деталей, работающих на кручение, например, валов. Эквивалентное напряжение для плоского напряженного состояния по третьей теории прочности вычисляют как

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}, \quad (1.59)$$

где $\sigma_{\text{экр}}$ — результирующее напряжение, Па; σ_x, σ_y — максимальные нормальные напряжения в сечении (например, растягивающее и изгибающее или меридиональное и кольцевое), Па; τ_{xy} — максимальное касательное напряжение в сечении, Па.

Четвертая (энергетическая) теория прочности связывает опасное состояние при деформировании с достижением предельного значения потенциальной энергии формоизменения. Эквивалентное напряжение для плоского напряженного состояния по четвертой теории прочности вычисляют как

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (1.60)$$

Четвертая теория прочности для пластичных материалов согласуется с результатами экспериментальных измерений несколько лучше, чем третья.

Следует упомянуть также *пятую теорию прочности* или теорию прочности Мора. Данная теория разработана для материалов, свойства которых при работе на растяжение и работе на сжатие существенно отличаются.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ НОРМАТИВНОГО РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ТОНКОСТЕННЫХ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

2.1. Нормативная база по расчету на прочность общепромышленных технологических сосудов и аппаратов

На момент написания данного учебного пособия нормативный расчет на прочность общепромышленных сосудов и аппаратов осуществляют согласно **ГОСТ 34233.1–2017 — ГОСТ 34233.12–2017**. **ГОСТ 34233.1–2017 — ГОСТ 34233.12–2017** соответствуют нормативным положениям международного стандарта **ISO 16528:2007 «Boilers and pressure vessels»** и распространяются на сосуды и аппараты химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и других отраслей, т. е. на общепромышленное оборудование, изготовленное из углеродистых и легированных сталей, сплавов на железоникелевой основе, алюминия, меди, титана и их сплавов. **ГОСТ 34233** состоит из двенадцати частей.

ГОСТ 34233.1–2017 [7] посвящен основным положениям нормативного расчета на прочность. В нем изложены общие требования к расчету на прочность и устойчивость, критерии прочности оборудования, нагрузки, предусмотренные нормативным расчетом, методики расчета и выбора допустимых напряжений, прибавок для компенсации коррозии и эрозии, методика выбора значений коэффициента снижения прочности за счет влияния сварных швов. Также в данном стандарте приведена справочная информация о физико-механических характеристиках конструкционных материалов.

В **ГОСТ 34233.2–2017 [8]** приведены нормативные методики расчета толщин стенок цилиндрических и конических обечаек,

выпуклых и плоских днищ и крышек на их общей протяженности (вдали от мест действия локальных напряжений).

Следующие четыре части ГОСТ 34233–2017 посвящены расчету на прочность характерных узлов общепромышленного оборудования, часто испытывающих воздействие дополнительных локальных нагрузок. ГОСТ 34233.3–2017 [9] посвящен укреплению отверстий в днищах и крышках сосудов и аппаратов и расчету на прочность несущих отверстия элементов при внешних статических нагрузках на штуцер. В ГОСТ 34233.4–2017 [10] приведена методика расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений. ГОСТ 34233.5–2017 [11] посвящен расчету на прочность обечаек и днищ в узлах, испытывающих опорные нагрузки.

В ГОСТ 34233.6–2017 [12] приведены методики упрощенного и уточненного расчета сосудов и аппаратов на прочность в условиях возможности возникновения малоциклового усталости.

ГОСТ 34233.7–2017 [13], ГОСТ 34233.8–2017 [14] и ГОСТ 34233.9–2017 [15] посвящены расчету на прочность соответственно теплообменных аппаратов, аппаратов с рубашками и аппаратов колонного типа.

ГОСТ 34233.10–2017 [16] устанавливает специальные требования к расчету на прочность сосудов и аппаратов, работающих с сероводородными средами.

В ГОСТ 34233.11–2017 [17] приведена методика по учету овальности и угловатости обечаек и днищ и смещения кромок сварных соединений при нормативных расчетах на прочность.

ГОСТ 34233.12–2017 [18] приводит требования к форме результатов автоматизированного нормативного и численного расчета на прочность.

До 2018 г. нормативный расчет общепромышленных сосудов и аппаратов осуществлялся по ГОСТ Р 52857.1–2007 — ГОСТ Р 52857.12–2007. Главное отличие данных стандартов от ГОСТ 34233.1–2017 — ГОСТ 34233.12–2017 заключается в содержании девятой части. ГОСТ Р 52857 не предусматривал нормативного расчета на прочность аппаратов колонного типа, девятая часть данного стандарта была посвящена расчету на прочность несущих элементов при внешних воздействиях на штуцер (на момент напи-

сания учебного пособия данные вопросы рассматриваются в ГОСТ 34233.3–2017). Современный ГОСТ 34233.9–2017 содержательно практически полностью повторяет государственный стандарт СССР ГОСТ 24757–81 «Сосуды и аппараты. Аппараты колонного типа. Нормы и методы расчета на прочность». Остальные отличия ГОСТ 34233 от ГОСТ Р 52857 заключаются в добавлении дополнительных коэффициентов при расчете некоторых локальных нагрузок и напряжений, исправлении опечаток и небольших изменениях в структуре и оформлении.

Следует также отметить советский ГОСТ 14249–89 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность», являющийся основой стандартов ГОСТ 34233.1–2017, ГОСТ 34233.2–2017 и ГОСТ Р 52857.1–2007, ГОСТ Р 52857.2–2007. Современные нормативные документы отличаются от ГОСТ 14249–89 и других советских стандартов в первую очередь тем, что в большей степени ориентированы на автоматизированные вычисления. Там, где стандарты СССР предлагали использовать графики и номограммы, современные стандарты часто используют формальные аппроксимирующие уравнения довольно сложного вида. Это несколько затрудняет единичные расчеты (например, выполняемые при курсовом проектировании), но существенно снижает временные затраты и вероятность ошибок при необходимости выполнения большого объема расчетов.

Нормативная база по расчету на прочность общепромышленных сосудов и аппаратов достаточно глубоко проработана и хорошо структурирована, а начиная со стандартов 2007 г. — собрана в одном самостоятельном документе. Единственным не в полной мере ясным моментом при работе с нормативными документами является то, что и стандарты 2007 г., и стандарты 2017 г. декларируют, что они введены впервые, а не взамен предыдущих стандартов.

Различные части ГОСТ 34233 часто практически дословно повторяют действовавшие ранее нормативные документы различного уровня (государственные стандарты России и СССР, отраслевые стандарты, руководящие документы). Тем не менее, согласно решениям Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии, действующими на сегодняшний момент являются только ГОСТ 34233.1–2017 — ГОСТ 34233.12–2017, все предшест-

вующие нормативные документы отменены. Это следует помнить, в том числе при работе с различными техническими справочниками.

Таким образом, расчет на прочность общепромышленного технологического оборудования для предприятий России на момент написания данного учебного пособия следует осуществлять только по ГОСТ 34233. Однако, по мнению автора, в учебных целях, в особенности для понимания и усвоения принципов нормативного расчета на прочность, можно и нужно использовать предыдущие нормативные документы.

Завершая разговор о нормативной базе расчетов на прочность общепромышленных сосудов и аппаратов, обязательно следует упомянуть **ГОСТ 34347–2017** [19]. Данный стандарт регламентирует:

- общие требования к конструкциям сосудов и аппаратов и их элементов;
- требования к конструкционным материалам и заготовкам;
- требования к изготовлению, приемке, испытаниям и контролю качества оборудования;
- требования к комплектности и документации;
- требования к маркировке, консервации и окраске, упаковке, транспортировке и хранению оборудования.

2.2. Нагрузки, предусмотренные нормативным расчетом на прочность

ГОСТ 34233.1–2017 и ГОСТ 34233.2–2017 предусматривают следующие нагрузки, которые необходимо учитывать при расчете на прочность сосудов и аппаратов [7, с. 6–8]:

- 1) температуру t , °С;
- 2) избыточное давление (внутреннее или наружное) p , МПа;
- 3) осевую силу (растягивающую или сжимающую) F , Н;
- 4) изгибающий момент M , Н · м;
- 5) поперечную (перерезывающую) силу Q , Н;
- 6) совокупность перечисленных нагрузок.

Расчетную температуру используют в первую очередь для расчета или выбора допустимых напряжений для конструкцион-

ного материала, из которого изготовлен аппарат или его элемент. Кроме того, расчетные температуры элементов сосудов и аппаратов используют в явном виде при расчете температурных напряжений. Расчетную температуру принимают по результатам теплофизических расчетов или по эксплуатационным данным. При этом если различные узлы аппарата работают при разных температурах, то для каждого узла определяют свою расчетную температуру и соответственно свое допустимое напряжение.

Методика расчета допустимых напряжений и *допустимые напряжения* для наиболее распространенных конструкционных материалов при различных значениях расчетной температуры представлены в ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 13–17]. Минимальное значение температуры, для которого приводятся физико-механические свойства конструкционных материалов, составляет 20 °С. При температуре ниже 20 °С за расчетную температуру при определении допускаемых напряжений принимают температуру 20 °С. При этом ГОСТ 34233.1–2017 требует учитывать минимальные возможные температуры элементов сосудов и аппаратов и физико-механические свойства при выборе конструкционных материалов для того, чтобы избежать риска возникновения условий хрупкого разрушения при пониженных температурах.

В соответствии с ГОСТ 34233.1–2017, если сосуд или аппарат эксплуатируются при нескольких различных режимах нагружения, для каждого режима допускается определять свою расчетную температуру. Сомнения при выборе расчетного режима может вызывать слово «допускается». Расчетные режимы определяют по совокупности нагрузок, о чем мы поговорим в следующем подразделе. При расчете на статическую прочность, как правило, расчетные нагрузки принимают для наиболее опасного режима нагружения.

В условиях циклического нагружения обязательно учитывают все тепловые режимы работы сосуда или аппарата.

По умолчанию при выполнении расчетов на прочность, говоря о давлении, мы будем понимать избыточное давление. В расчетах на прочность избыточное давление может быть внутренним или наружным. Таких понятий, как вакуум или разрежение, нормами по расчету на прочность не предусмотрено. Если элемент аппара-

та работает под разряжением в расчетах на прочность, мы будем считать такой элемент испытывающим воздействие наружного избыточного давления, равного разности атмосферного давления и абсолютного давления в пространстве аппарата. Если элемент аппарата работает под одновременным воздействием наружного и внутреннего избыточного давления, нормами допускается производить расчет на прочность такого элемента на перепад давления.

Под воздействием внутреннего избыточного давления элементы сосудов и аппаратов испытывают растяжение, под воздействием наружного избыточного давления — сжатие. Таким образом, обечайки и днища, испытывающие воздействие наружного избыточного давления, работают в условиях риска потери устойчивости (см. подразд. 1.7). В связи с этим такие элементы проверяют не только на прочность, но и на устойчивость.

ГОСТ 34233.1–2017 разделяет расчетное давление, рабочее давление и пробное давление. *Рабочим давлением* называют максимальное избыточное внутреннее или наружное давление, возникающее при нормальном протекании технологического процесса, без учета гидростатического давления среды и допустимого кратковременного повышения давления в сосуде или аппарате.

Расчетным давлением называют то давление, для которого производится расчет на прочность. Расчетное давление для сосуда или аппарата принимают равным рабочему давлению или выше, при этом учитывают характеристики технологического процесса и технологических сред. При назначении расчетного давления не учитывают кратковременное повышение рабочего давления в пределах 10 % и гидростатическое давление, если оно составляет не более 5 % от расчетного давления в сосуде или аппарате. В том случае если сосуд или аппарат работает в нескольких режимах, расчетное давление назначают для каждого режима. Если в сосуде или аппарате имеется два герметично разделенных пространства или более, расчетное давление назначается также для каждого из пространств в отдельности.

Пробным давлением называют давление, при котором производят испытания сосуда или аппарата. Величину пробного давления

назначают согласно ГОСТ 34347–2017 [19, с. 42–44]. Пробное давление при гидравлических испытаниях вычисляют как

$$p_{\text{пр}} = 1,25p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}, \quad (2.1)$$

где $p_{\text{пр}}$ — пробное давление, МПа; p — расчетное давление, МПа; $[\sigma]_{20}$ — допустимое напряжение для конструкционного материала аппарата при температуре 20 °С; $[\sigma]_t$ — допустимое напряжение для конструкционного материала аппарата при расчетной температуре.

Пробное давление для криогенных сосудов при наличии вакуума в изоляционном пространстве определяют по уравнению

$$p_{\text{пр}} = 1,25p - 0,1, \quad (2.2)$$

где $p_{\text{пр}}$ — пробное давление, МПа; p — расчетное давление, МПа.

Для сосудов и аппаратов, работающих под вакуумом, при расчетах пробного давления расчетное давление принимают равным 0,1 МПа.

Пробное давление при пневматических испытаниях вычисляют как

$$p_{\text{пр}} = 1,15p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}. \quad (2.3)$$

Согласно ГОСТ 34233.1–2017 за расчетные усилия и моменты принимают действующие для соответствующего состояния нагружения внутренние усилия и моменты, возникающие в результате действия собственной массы сосуда и аппарата, массы рабочей среды, инерционных нагрузок, нагрузок от реакции опор и присоединенных трубопроводов, сейсмических, ветровых и других внешних нагрузок. Подробно данные нагрузки и расчет на прочность элементов сосудов и аппаратов, испытывающих их воздействие, будут рассмотрены в следующих разделах. Здесь же следует напомнить, что для всех элементов сосудов и аппаратов, испытывающих сжатие, необходимо производить расчет на устойчивость. *К нагрузкам, приводящим к риску потери устойчивости, помимо*

наружного избыточного давления, относятся сжимающая осевая сила, изгибающий момент и поперечная (перерезывающая) сила.

При одновременном воздействии на элемент сосуда или аппарата нескольких нагрузок расчет на прочность и (при необходимости) устойчивость осуществляют для каждой нагрузки, а затем, если для каждой нагрузки условия прочности и устойчивости выполняются, проверяют условие совместности, которое в общем случае выглядит как [8, с. 12]

$$\frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1, \quad (2.4)$$

где p — расчетное давление, МПа; $[p]$ — допустимое давление, МПа; F — расчетная осевая сила, Н; $[F]$ — допустимая осевая сила, Н; M — расчетный изгибающий момент, Н·м; $[M]$ — допустимый изгибающий момент, Н·м; Q — расчетная поперечная сила, Н; $[Q]$ — допустимая поперечная сила, Н.

Левая часть условия (2.4) фактически представляет собой сумму величин, обратных запасам прочности по каждому виду нагрузки.

Как можно заметить, нормативный расчет на прочность не предусматривает для обечаек и днищ такой нагрузки, как крутящий момент. Вызвано это тем, что такой вид нагрузки встречается в промышленных сосудах и аппаратах гораздо реже других; ГОСТ 34233.1–2017 не дает никаких указаний по расчету элементов сосудов и аппаратов на кручение. Это ни в коем случае не означает, что при воздействии крутящего момента расчет на прочность производить не стоит. На практике в таких случаях расчет проводят общепринятыми методами сопротивления материалов, например, как для кручения балки кольцевого сечения. Забегая немного вперед, отметим, что нормативным расчетом на прочность и герметичность фланцевых соединений по ГОСТ 34233.4–2017 не предусмотрен, например, расчет болтов на кручение, хотя на практике такие расчеты часто осуществляют.

2.3. Этапы нормативного расчета на прочность, режимы нагружения и допускаемые напряжения

Нормативный расчет на прочность сосудов и аппаратов химической промышленности и смежных отраслей производства осуществляют в два этапа. Первый этап называют *расчетом по выбору основных размеров*. На данном этапе по заданным из технологических соображений размерам элементов сосудов и аппаратов (в первую очередь по внутренним диаметрам элементов) и по заданным расчетным нагрузкам определяют расчетные и исполнительные толщины стенок данных элементов.

Для общепромышленного оборудования разделяют расчетную и исполнительную толщину стенки. *Расчетную толщину стенки* определяют по расчетным нагрузкам и обозначают s_p , при необходимости — с дополнительными индексами. При определении расчетной толщины учитывают влияние на прочность элементов сварных швов и коэффициент запаса устойчивости.

Коэффициент, учитывающий влияние сварного шва на прочность элемента, обозначают греческой буквой ϕ . Величина коэффициента ϕ лежит в интервале 0,6–1,0 и зависит от конструкционного материала, типа сварного шва, метода сварки, вида и объема контроля качества сварных соединений. Методика выбора значения коэффициента ϕ представлена в прил. Д ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 27–28]. Для бесшовных элементов сосудов и аппаратов коэффициент ϕ равен единице.

Коэффициент запаса устойчивости применяют при расчете элементов, испытывающих сжатие (см. подразд. 1.5, 2.2), обозначают n_y и принимают в зависимости от режима нагружения. Для режимов, соответствующих рабочим нагрузкам, $n_y = 2,4$; для режимов испытаний и монтажа $n_y = 1,8$.

Исполнительную толщину стенки обозначают латинской буквой s , при необходимости также с дополнительными индексами. В общем случае исполнительную толщину стенки определяют следующим образом:

$$s \geq s_p + c, \quad (2.5)$$

где c — прибавка для компенсации утонений стенки элемента в процессе изготовления аппарата и эксплуатации.

Согласно ГОСТ 34233.1–2017 прибавку c рассчитывают следующим образом [7, с. 12]:

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \quad (2.6)$$

где c_1 — прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм; c_2 — прибавка для компенсации минусового допуска листового проката и труб, из которых изготавливается элемент сосуда или аппарата, мм; c_3 — прибавка для компенсации технологических утонений (утонения вследствие штамповки, вальцовки и других подобных операций) при производстве элемента, мм.

Знак «больше» или «равно» в неравенстве (2.5) означает, что после учета прибавки для компенсации утонений исполнительную толщину элемента принимают ближайшей к большей из стандартного ряда, например, толщин листового проката или толщин стенок труб. При назначении исполнительной толщины стенки элемента следует ориентироваться в первую очередь на распространенные толщины стенок. Например, ГОСТ 19903–2015 «Прокат листовой горячекатаный. Сортамент» предусматривает следующие толщины листового проката в диапазоне от 4 до 8 мм: 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0 мм [20, с. 2]. Однако при проектировании общепромышленного оборудования ориентироваться нужно на следующие значения в данном диапазоне: 4,0; 5,0; 6,0; 8,0. Это объясняется тем, что прочие размеры являются «неходовыми». Заводы-изготовители производят лист таких размеров часто по специальному заказу или гораздо меньшими партиями, чем лист «ходовых» размеров; и, например, цена листа 7,0 или 7,5 мм часто может быть больше, чем у листа 8,0 мм. Для элементов общепромышленных сосудов и аппаратов, как правило, принимают следующие исполнительные толщины стенок: 1,0; 2,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0 мм и далее с шагом 2,0 мм.

Если элементы одного сосуда или аппарата работают в разных условиях или изготовлены из разных материалов, то прибавку для компенсации утонений c рассчитывают для каждого из элементов по отдельности.

Слагаемые c_2 и c_3 в уравнении (2.6) не учитывают, если их сумма составляет менее 5 % от номинальной толщины листа. При расчете эллиптических днищ, изготавливаемых штамповкой, технологическую прибавку для компенсации утонения c_3 в зоне отбортовки не учитывают, если ее значение не превышает 15 % от исполнительной толщины листа.

Прибавку для компенсации коррозии и эрозии c_1 принимают по опытным данным.

Второй этап расчета на прочность называют *поверочным расчетом*. На данном этапе рассчитывают допустимые нагрузки или допустимые напряжения (в зависимости от методики расчета) для определенных на первом этапе толщин стенок элементов. Также на данном этапе при необходимости производят проверку жесткости элементов сосудов и аппаратов. При поверочном расчете прибавку на компенсацию утонений c вычитают из исполнительной толщины стенки, при этом, если известна фактическая толщина стенки, при поверочном расчете можно не учитывать c_2 и c_3 .

В последнее время в расчетной практике поверочные расчеты все чаще выполняют с помощью моделирования напряженных состояний оборудования методом конечных элементов. В некоторых смежных государственных стандартах (например, в ГОСТ 32388–2013 «Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и сейсмические воздействия») рекомендуют производить поверочный расчет на прочность методом конечных элементов [21, с. 27, 37, 40]. При использовании метода конечных элементов в поверочном расчете на прочность следует помнить, что используемое программное обеспечение должно быть сертифицировано Ростехнадзором.

Для выполнения условий прочности оборудования должны в полной мере выполняться как требования расчета по выбору основных размеров, так и требования поверочного расчета.

Расчет толщин стенок элементов сосудов и аппаратов и расчет допустимых нагрузок на эти элементы при известных (заданных) толщинах стенок осуществляют по допустимым напряжениям. Методика расчета допустимых напряжений для различных конструкционных материалов детально изложена в ГОСТ 34233.1–2017

[7, с. 8–11]. В нашем учебном пособии будет рассмотрена методика расчета допустимых напряжений на примере сталей.

В ГОСТ 34233.1 — ГОСТ 34233.12 применяют два подхода к расчету допустимых напряжений: расчет по предельным нагрузкам и расчет по условным упругим напряжениям.

При использовании метода предельных нагрузок для углеродистых, низколегированных марганцовистых и марганцево-кремнистых, легированных хромомолибденовых и хромомолибденованадиевых, ферритных, аустенитно-ферритных, мартенситных сталей и сплавов на железоникелевой основе допустимые напряжения при расчетной температуре в условиях статического нагружения можно свести к уравнению вида [Там же, с. 8]

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left\{ \frac{R_t}{n_t}; \frac{R_b}{n_b} \right\}, \quad (2.7)$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение при расчетной температуре, МПа; η — коэффициент, учитывающий способ изготовления заготовки; R_t — предел текучести при расчетной температуре, МПа; R_b — временное сопротивление при расчетной температуре, МПа; n_t — коэффициент запаса по пределу текучести; n_b — коэффициент запаса по временному сопротивлению.

Коэффициент η принимают равным единице для всех заготовок, кроме литых. Для литых заготовок коэффициент η принимают равным 0,8 для отливок, подвергающихся индивидуальному контролю неразрушающими методами, и равным 0,7 для всех остальных отливок.

Заметим, что обозначения R_t и R_b в ГОСТ 34233.1–2017 не используются. Для различных типов материалов предел текучести и временное сопротивление (предел прочности) обозначаются различными индексами, но физическая суть расчета при этом остается неизменной. Значения коэффициентов запаса n_t и n_b принимают в зависимости от условий нагружения. Для сталей коэффициент запаса по временному сопротивлению принимают равным 2,4. Коэффициент запаса по пределу текучести принимает значения: для

рабочих условий — 1,5; для условий монтажа — 1,1; для гидравлических испытаний — 1,2; для пневматических испытаний — 1,1.

Физико-механические свойства конструкционных материалов при различных температурах, необходимые для расчета допустимых напряжений, а также значения допустимых напряжений для наиболее распространенных в химическом машиностроении при различных температурах конструкционных материалов представлены в приложениях ГОСТ 34233.1–2017.

При использовании метода условных упругих напряжений оценку прочности элементов сосудов и аппаратов проводят по приведенным напряжениям в критических сечениях. Приведенные напряжения разбивают по категориям на общие и местные напряжения [7, с. 10]: σ_m — общие мембранные напряжения; σ_{mL} — местные мембранные напряжения; $\sigma_{и}$ — общие изгибные напряжения; $\sigma_{иL}$ — местные изгибные напряжения; σ_t — общие температурные напряжения; σ_{tL} — местные температурные напряжения.

Согласно ГОСТ 34233.1–2017 [Там же, с. 11] условия статической прочности при расчетных температурах ниже температур, при которых допускаемые напряжения устанавливаются по пределам длительной прочности или ползучести, выполняются, если

$$\sigma_m \leq [\sigma], \quad (2.8)$$

$$(\sigma_m \text{ или } \sigma_{mL}) + \sigma_{и} \leq [\sigma]_M, \quad (2.9)$$

$$(\sigma_m \text{ или } \sigma_{mL}) + \sigma_{и} + \sigma_{иL} + \sigma_t + \sigma_{tL} \leq [\sigma]_R, \quad (2.10)$$

$$[\sigma]_R = 3[\sigma], \quad (2.11)$$

$$[\sigma]_M = 1,5[\sigma], \quad (2.12)$$

где $[\sigma]_R$ — допускаемое значение суммарных мембранных (общих или местных), изгибных (общих и местных) и температурных напряжений, МПа; $[\sigma]_M$ — допускаемое условно-упругое напряжение при расчетной температуре для оценки напряжений, определяемых

по суммам составляющих общих или местных мембранных и общих изгибных напряжений, МПа.

Условия статической прочности при расчетных температурах, при которых допускаемые напряжения устанавливают по пределам длительной прочности или ползучести, выполняются, если

$$\sigma_m \leq [\sigma], \quad (2.13)$$

$$(\sigma_m \text{ или } \sigma_{mL}) + 0,8\sigma_n \leq [\sigma]_M, \quad (2.14)$$

$$(\sigma_m \text{ или } \sigma_{mL}) + 0,8(\sigma_n + \sigma_{nL} + \sigma_t + \sigma_{tL}) \leq [\sigma]_R, \quad (2.15)$$

$$[\sigma]_R = 1,4[\sigma], \quad (2.16)$$

$$[\sigma]_M = [\sigma]. \quad (2.17)$$

Расчет по условным упругим напряжениям чаще всего применяют при расчете узлов, испытывающих высокие локальные напряжения (расчет фланцев, расчет совместной работы элементов кожухотрубных аппаратов и др.). Расчет по предельным нагрузкам применяют чаще для расчета по нагрузкам, действующим на весь элемент аппарата в целом (избыточное давление, осевая сила и др.).

В тех случаях когда необходим расчет по условным упругим напряжениям, нормативные документы прямо на это указывают и приводят методики расчета напряжений в соответствующих узлах сосудов и аппаратов.

При расчете по касательным напряжениям (в случаях сдвига и кручения) условия прочности в опасных сечениях выглядят следующим образом [7, с. 11]:

$$\tau_{cp} \leq 0,5[\sigma], \quad (2.18)$$

$$\tau_{max} \leq 0,8[\sigma], \quad (2.19)$$

где τ_{cp} — средние касательные напряжения в опасном сечении, МПа;
 τ_{max} — максимальные касательные напряжения в опасном сечении, МПа.

Расчет на прочность, а следовательно и расчет или выбор допустимых напряжений, необходимо осуществлять для каждого режима работы сосуда и аппарата. У каждого сосуда или аппарата есть как минимум два режима работы: режим испытаний и режим, в котором осуществляются технологические операции. Один рабочий режим следует отличать от другого, если размах колебаний хотя бы по одному виду нагрузки превышает 15 %.

Если в аппарате существуют отделенные друг от друга пространства, испытывающие в рамках одного режима работы аппарата воздействие различных температур, избыточных давлений, сил и моментов, элементы таких пространств на прочность в рабочих режимах и режимах испытаний следует рассчитывать самостоятельно. Допустимые напряжения для элементов таких пространств также определяют независимо.

3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК И ВЫПУКЛЫХ ДНИЩ И КРЫШЕК

Принятые условные обозначения

c	— прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм
E	— модуль упругости, Па
F	— площадь поверхности, м ² ; осевая сила, Н
M	— распределенный изгибающий момент, Н · м/м; изгибающий момент, Н · м
p	— избыточное давление, Па (МПа)
R_1	— главный (первый) радиус кривизны оболочки, м (мм)
R_2	— второй радиус кривизны оболочки, м (мм)
r	— радиус кольцевого сечения, м (мм)
s	— толщина стенки оболочки, м (мм); толщина стенки цилиндрической обечайки
s_1	— толщина стенки выпуклого днища, м (мм)
T	— распределенная кольцевая сила, Н/м; индекс кольцевого направления
U	— распределенная меридиональная сила, Н/м; индекс меридионального направления
X, Y, Z	— распределенные нагрузки, действующие на оболочку, Н/м ²
α	— угол поворота в кольцевом сечении оболочки; полуугол раскрытия конической обечайки
σ	— нормальное напряжение, Па (МПа)
$[\sigma]$	— допустимое нормальное напряжение, Па (МПа)
φ	— угол наклона меридиана; коэффициент снижения прочности за счет влияния свар- ного шва

3.1. Физические основы нормативного расчета оболочек на прочность

3.1.1. Строение осесимметричных оболочек

Большинство элементов технологических сосудов и аппаратов по своему строению являются осесимметричными тонкостенными оболочками. Осесимметричной оболочкой называют тело вращения, ограниченное двумя криволинейными поверхностями, расстояние между которыми (толщина стенки оболочки) мало по сравнению с другими характерными геометрическими размерами. Толщина стенки оболочки, вообще говоря, не обязательно является постоянной величиной. Но в практике химического аппаратостроения толщина стенки обычно постоянна. Именно такие оболочки мы будем рассматривать.

На рис. 3.1 представлено строение осесимметричной тонкостенной оболочки. Строение оболочек должно быть известно читателю по курсу начертательной геометрии, поэтому здесь рассмотрим строение оболочек кратко, в минимально необходимом объеме.

Осесимметричная оболочка образована путем вращения меридианов внутренней и наружной поверхностей вокруг оси симметрии OO_1 . Строго говоря, меридианы OAB , OA_1B_1 , OA_2B_2 лежат не на наружной и не на внутренней поверхности оболочки, а на равном расстоянии между данными поверхностями. Поверхность, проходящую через меридианы OAB , OA_1B_1 , OA_2B_2 , называют срединной поверхностью. Точка, в которой меридиан пересекает ось симметрии, называется полюсом. Сечение оболочки, проходящее через меридиан и ось симметрии, называют меридиональным сечением. Сечение, перпендикулярное оси симметрии и проходящее через параллель, называют кольцевым сечением.

Если мы рассмотрим данное сечение отдельно (рис. 3.2), мы увидим тонкое кольцо со срединным радиусом r и толщиной стенки s . Следует упомянуть, что строгое геометрическое определение кольцевого сечения несколько сложнее, но для тонкостенной осесимметричной оболочки можно пользоваться и нашим определением.

Центр кривизны меридиана в точке A обозначен на рис. 3.1 точкой C_1 . Если мы построим окружность с центром в этой точке

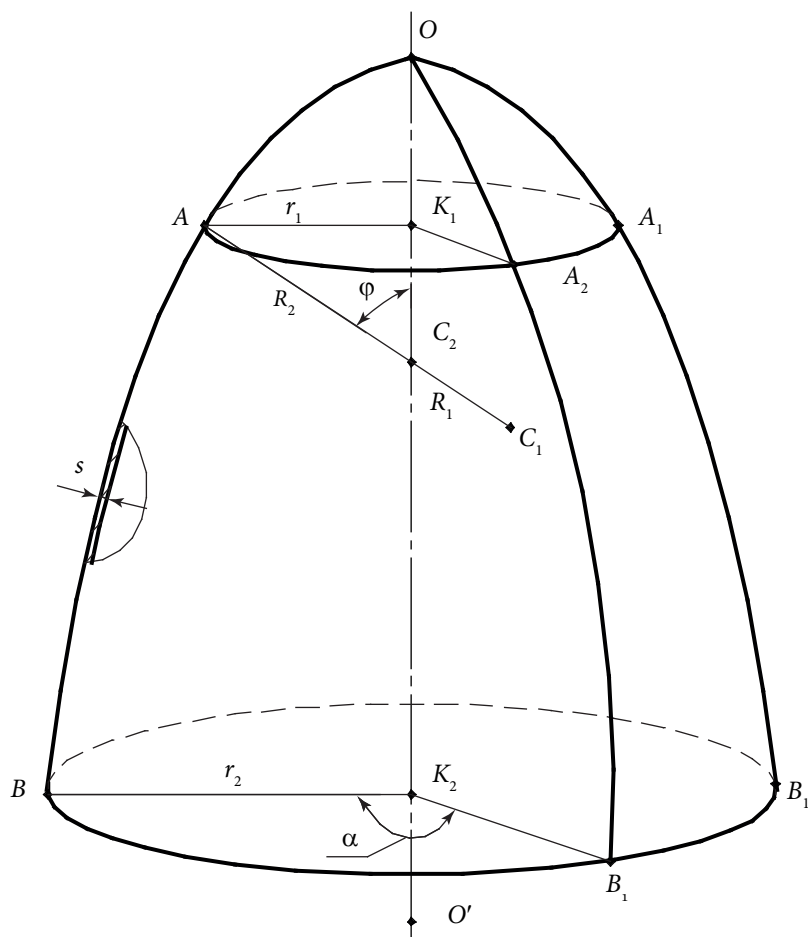


Рис. 3.1. Строение осесимметричной тонкостенной оболочки:
 OO_1 — ось симметрии; O — полюс; OAB , OA_1B_1 , OA_2B_2 — меридианы; AA_1A_2 ,
 BB_1B_2 — параллели; K_1 , K_2 — центры кольцевых сечений; C_1 , C_2 — первый
и второй центры кривизны оболочки; R_1 , R_2 — первый (главный) и второй
центры кривизны оболочки; r_1 , r_2 — радиусы кольцевых сечений; s — толщина
стенки оболочки; φ — угол наклона меридиана; α — угол между точками (угол
поворота) в кольцевом сечении

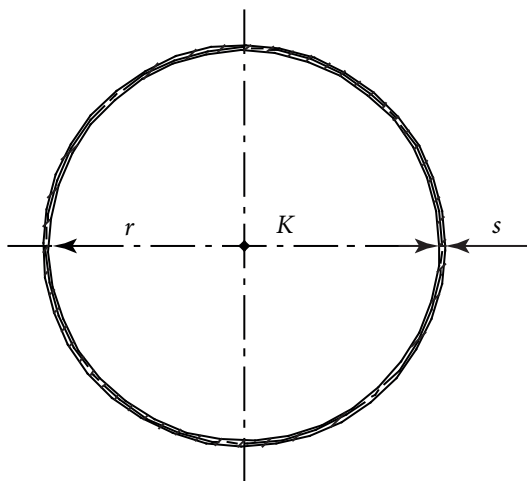


Рис. 3.2. Кольцевое сечение осесимметричной тонкостенной оболочки и с радиусом $C_1 A = R_1$ (главным радиусом кривизны), то кривизна меридиана в точке A совпадает с кривизной данной окружности (рис. 3.3). Точка, в которой главный радиус кривизны пересекает ось симметрии оболочки, называется вторым центром кривизны C_2 .

Для лучшего понимания рассмотрим первый (главный) и второй радиусы кривизны для конкретных оболочек (рис. 3.4). У сферической оболочки (рис. 3.4, а) меридианом является половина окружности образующей сферы. Центр кривизны меридиана C_1 лежит на оси симметрии. Первым радиусом кривизны R_1 является радиус сферы R . По определению второй центр кривизны C_2 лежит на пересечении первого радиуса кривизны и оси симметрии. Таким образом, у сферической оболочки первый и второй центры кривизны совпадают, а первый и второй радиусы кривизны равны. У цилиндрической оболочки (рис. 3.4, б) меридианом является отрезок прямой линии, параллельной оси симметрии. Центр кривизны меридиана C_1 у цилиндрической оболочки лежит на бесконечности, первый радиус кривизны $R_1 = \infty$. По определению второй центр кривизны C_2 лежит на пересечении первого радиуса кривизны и оси симметрии, т. е. в центре кольцевого сечения. Таким образом, второй радиус кривизны цилиндрической оболочки R_2 равен радиусу кольцевого сечения r .

Угол между радиусами кривизны R_1 , R_2 и осью симметрии будем называть углом наклона меридиана φ . Угол между двумя точками в кольцевом сечении обозначим α .

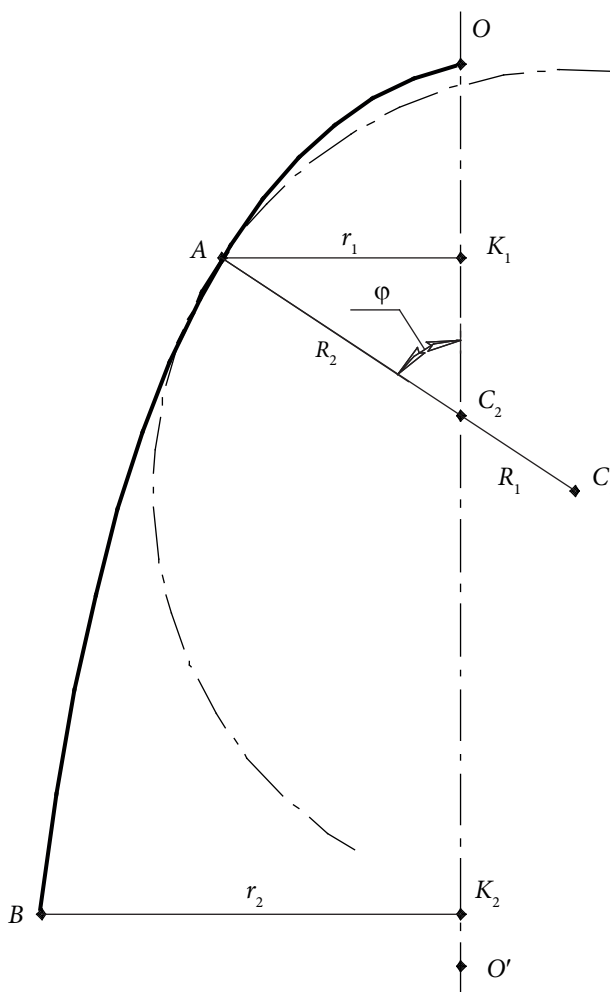


Рис. 3.3. Меридиональное сечение осесимметричной тонкостенной оболочки:
штрихпунктирной линией показана окружность с радиусом, равным главному радиусу кривизны оболочки в точке A

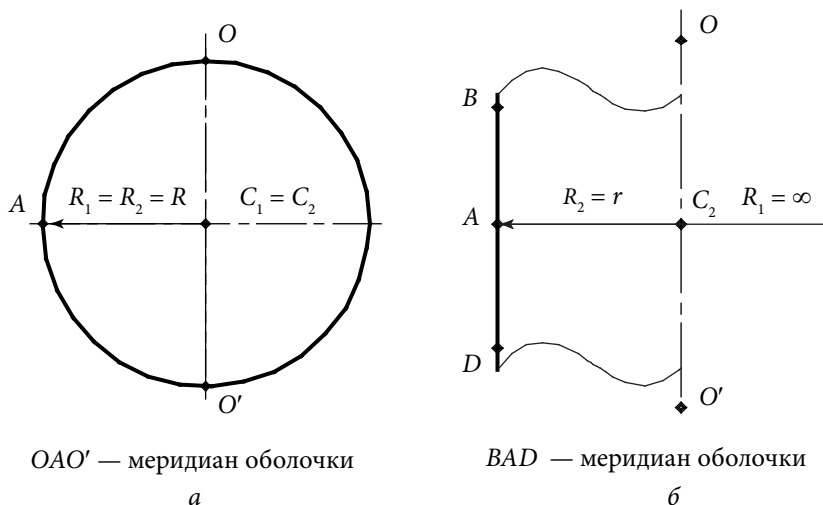


Рис. 3.4. Радиусы кривизны сферической (а)
и цилиндрической (б) оболочек

При работе с оболочками будем пользоваться следующей системой координат. Направление от поверхности оболочки к главному центру кривизны будем называть радиальным направлением и обозначим как R . Направление вдоль меридиана будем называть меридиональным направлением и обозначим как U . Направление вдоль касательной к параллели будем называть кольцевым (окружным) направлением и обозначим как T .

3.1.2. Общий случай напряженного состояния тонкостенной оболочки

Рассмотрим общий случай напряженного состояния осесимметричной оболочки, нагруженной распределенными силами X , Y , Z Н/м², действующими соответственно в меридиональном, кольцевом и радиальном направлениях (рис. 3.5). Под действием указанных внешних сил в срединной поверхности элемента оболочки возникают следующие реакции:

— распределенная меридиональная сила U , Н/м; в общем случае из-за непостоянного радиуса кривизны меридиана меридиональная

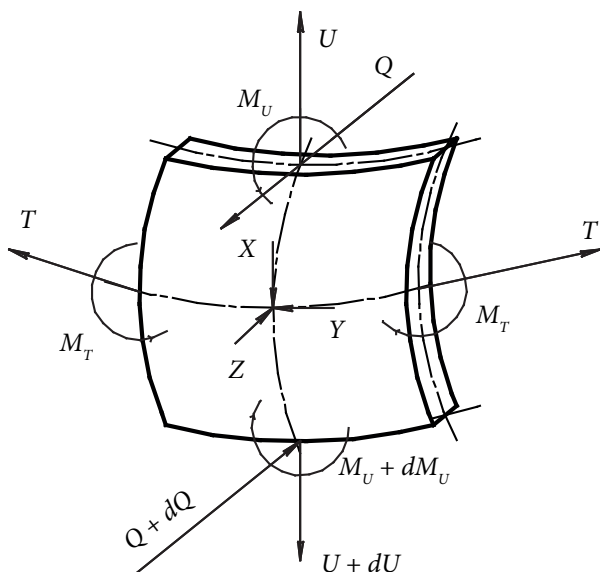


Рис. 3.5. Реакции и внешние силы
на элементе осесимметричной оболочки

сила, распределенная по верхнему краю элемента, не обязательно равна меридиональной силе, распределенной по нижнему краю элемента;

— распределенная кольцевая сила T , Н/м; для осесимметричной оболочки распределенная кольцевая осевая сила на правом краю элемента равна распределенной кольцевой силе на левом краю элемента для оболочки, находящейся в равновесии; в противном случае оболочка должна была бы деформироваться или вращаться;

— распределенный меридиональный момент M_U , Н · м/м; распределенные меридиональные моменты на верхнем и нижнем краю элемента также неравны в общем случае из-за непостоянного радиуса кривизны меридиана;

— распределенный кольцевой момент M_T , Н · м/м.

3.1.3. Основные положения безмоментной теории оболочек

Для оболочек малой толщины (тонкостенных оболочек) площадь сечения элемента и длины меридиональных и кольцевых граней на внутренней, наружной и срединной поверхностях практически равны. Тогда внешние нагрузки, в реальности действующие на внутренней или наружной поверхности оболочки, могут быть приведены к срединной поверхности. Изменения напряжений по толщине такой оболочки малы, и ими в технических расчетах можно пренебречь. Кроме того, из-за малой толщины стенки такой оболочки поперечная сила, меридиональный момент и кольцевой момент пренебрежимо малы по сравнению с меридиональными и кольцевыми силами. Приведенные рассуждения являются основой допущений безмоментной теории оболочек:

- 1) нагрузки и реакции в тонкостенной оболочке могут быть приложены к срединной поверхности;
- 2) действием кольцевых и меридиональных моментов и поперечной силы можно пренебречь ввиду их малости.

Верность допущений безмоментной теории оболочек проверяется расчетами с использованием моментных методов и экспериментальными измерениями при следующих условиях:

- оболочка осесимметричная и тонкостенная;
- в расчетной зоне вдоль меридиана отсутствуют резкие изменения внешних нагрузок;
- в расчетной зоне вдоль меридиана отсутствуют резкие изменения толщины стенки оболочки;
- в расчетной зоне вдоль меридиана отсутствуют резкие изменения радиусов кривизны оболочки.

Таким образом, положения безмоментной теории оболочек справедливы для тонкостенных осесимметричных оболочек на их общей протяженности, вдали от краев, отверстий и мест приложения локальных нагрузок. С учетом положений безмоментной теории оболочек схема нагружения элемента оболочки принимает вид как на рис. 3.6. Напряженное состояние элемента сводится от трехмерного к двумерному. Количество реакций, влияющих на напряженное состояние элемента, на его гранях снижается с пяти до двух.

Следовательно, и для описания напряженного состояния элемента такой оболочки требуется только два уравнения.

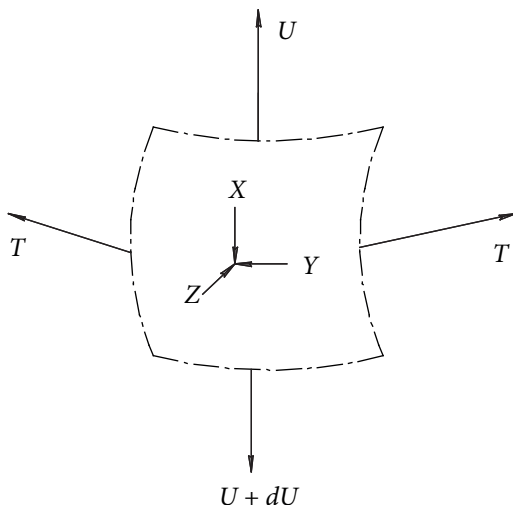


Рис. 3.6. Реакции и внешние силы на срединной поверхности элемента осесимметричной тонкостенной оболочки

3.1.4. Упрощенный вывод уравнений равновесия тонкостенной осесимметричной оболочки

Рассмотрим равновесие элемента тонкостенной осесимметричной оболочки, нагруженной внутренним избыточным давлением. Вывод уравнений равновесия в этом случае будет несколько упрощен по сравнению с общим случаем. Однако, как будет показано позже, для многих уравнений нормативных методик расчета на прочность упрощенный вывод уравнений равновесия допустим. Более строгий вывод уравнений равновесия осесимметричной оболочки читатель может найти у В. М. Говоркова [22, с. 3–27] или у З. Б. Канторовича [23, с. 11–59].

Давление всегда направлено по нормали к поверхности, на которую оно действует, следовательно, меридиональная и кольцевая составляющие внешних нагрузок, приложенных к оболочке, равны нулю. Поскольку в качестве нагрузки принято внутренне избыточ-

ное давление, радиальная составляющая внешних сил направлена от первого центра кривизны оболочки. Тогда

$$X = Y = 0, \quad (3.1)$$

$$Z = -p, \quad (3.2)$$

где p — внутреннее избыточное давление, Па.

Рассмотрим элемент AA_1B_1B срединной поверхности оболочки, представленный на рис. 3.7.

Длины сторон элемента AA_1B_1B и его площадь составляют соответственно

$$AA_1 = r d\alpha, \quad (3.3)$$

$$BB_1 = (r + dr) d\alpha, \quad (3.4)$$

$$AB = A_1B_1 = R_1 d\varphi, \quad (3.5)$$

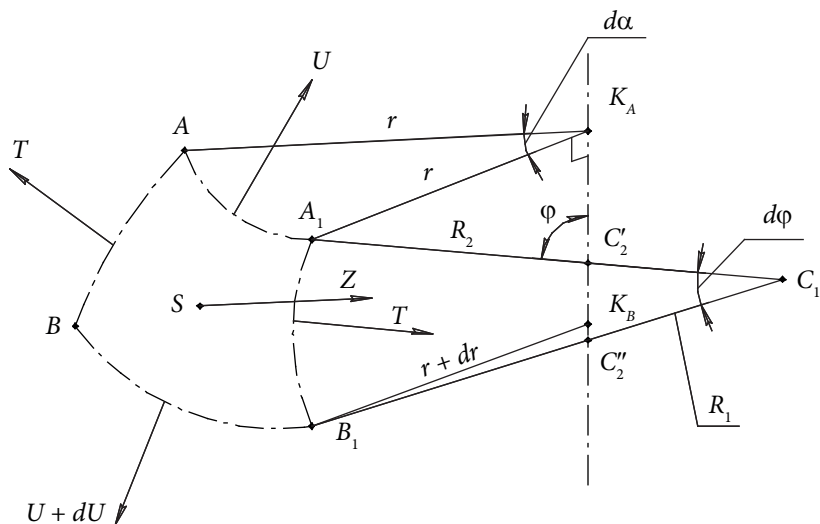


Рис. 3.7. Нагруженный элемент срединной поверхности осесимметричной тонкостенной оболочки

$$dF = \frac{rd\alpha + (r+dr)d\alpha}{2} R_1 d\varphi, \quad (3.6)$$

где dF — площадь элемента срединной поверхности оболочки, m^2 .

Раскрыв скобки в уравнении (3.6) и отбросив малые высших порядков, получим

$$dF = \frac{2rd\alpha + drd\alpha}{2} R_1 d\varphi = R_1 rd\varphi d\alpha. \quad (3.7)$$

А учитывая, что

$$r = R_2 \sin(\varphi), \quad (3.8)$$

$$dF = R_1 R_2 \sin(\varphi) d\varphi d\alpha. \quad (3.9)$$

Для того чтобы составить уравнение равновесия элемента, приведем все распределенные нагрузки к абсолютному виду. Тогда внешняя нагрузка F_z (Н) в центре элемента S составит

$$F_z = Z dF = Z R_1 R_2 \sin(\varphi) d\varphi d\alpha; \quad (3.10)$$

кольцевые реакции R_T (Н) в центрах сторон AB и $A_1 B_1$

$$R_T = T R_1 d\varphi; \quad (3.11)$$

меридиональная реакция R_U (Н) в центре стороны AA_1

$$R_U = U r d\alpha = U R_2 \sin(\varphi) d\alpha; \quad (3.12)$$

меридиональная реакция R_{U+dU} (Н) в центре стороны BB_1

$$R_{U+dU} = U(r+dr)d\alpha = U r d\alpha + U dr d\alpha, \quad (3.13)$$

или, пренебрегая бесконечно малой большего порядка,

$$R_{U+dU} = U r d\alpha = R_U; \quad (3.14)$$

тогда схема нагружения элемента срединной поверхности осесимметричной тонкостенной оболочки принимает вид как на рис. 3.8.

Для того чтобы рассмотреть равновесие элемента оболочки, необходимо спроецировать внешние силы и реакции на меридиональную, кольцевую и радиальную оси. Поскольку меридиональная

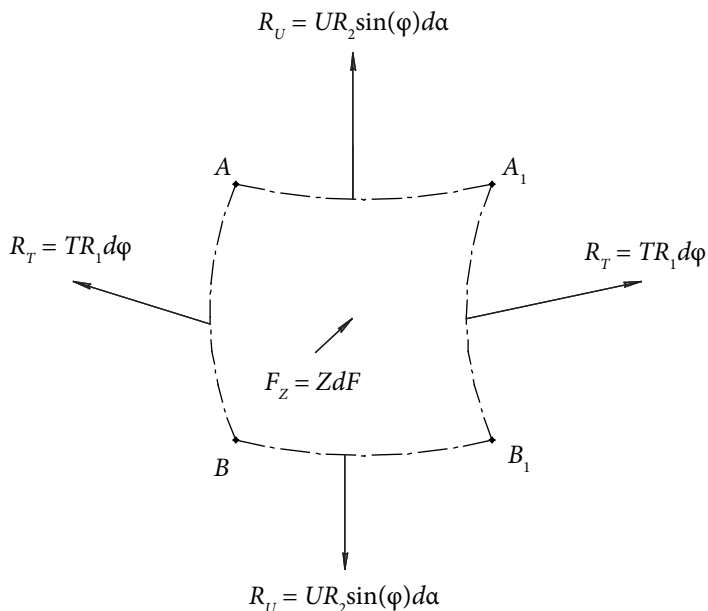


Рис. 3.8. Схема нагружения элемента срединной поверхности осесимметричной тонкостенной оболочки

и кольцевая составляющие внешней силы равны нулю, уравнения сумм проекций на меридиональную и кольцевую оси вырождаются, принимая вид

$$R_U = R_U, \quad (3.15)$$

$$R_T = R_T. \quad (3.16)$$

По условию равновесия элемента оболочки сумма проекций внешней силы и меридиональных и кольцевых сил на радиальную ось должна быть равной нулю:

$$|F_z|_R + |\sum R_U|_R + |\sum R_T|_R = 0, \quad (3.17)$$

где прямыми скобками обозначены проекции; здесь и далее индексам проекций соответствуют оси, на которые производится проецирование.

Так как треугольники ASC_1 , BSC_1 и AD_2D_1 , BE_2E_1 подобны, сумма проекций меридиональных сил на ось R составляет (рис. 3.9)

$$|\sum R_U|_R = UR_2 \sin(\varphi) d\alpha \cdot \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) + UR_2 \sin(\varphi) d\alpha \cdot \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right), \quad (3.18)$$

а учитывая, что синус малого угла равен этому углу,

$$|\sum R_U|_R = UR_2 \sin(\varphi) d\varphi d\alpha. \quad (3.19)$$

Для того чтобы получить сумму проекций кольцевых сил на ось R , сначала построим проекции данных сил на радиус кольцевого сечения r (рис. 3.10). Согласно подобию треугольников SKA_1 , SKA_2 и $B_1D_1A_1$, $B_2D_2A_2$ получим

$$|\sum R_T|_r = TR_1 d\varphi \cdot \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) + TR_1 d\varphi \cdot \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = TR_1 d\varphi d\alpha. \quad (3.20)$$

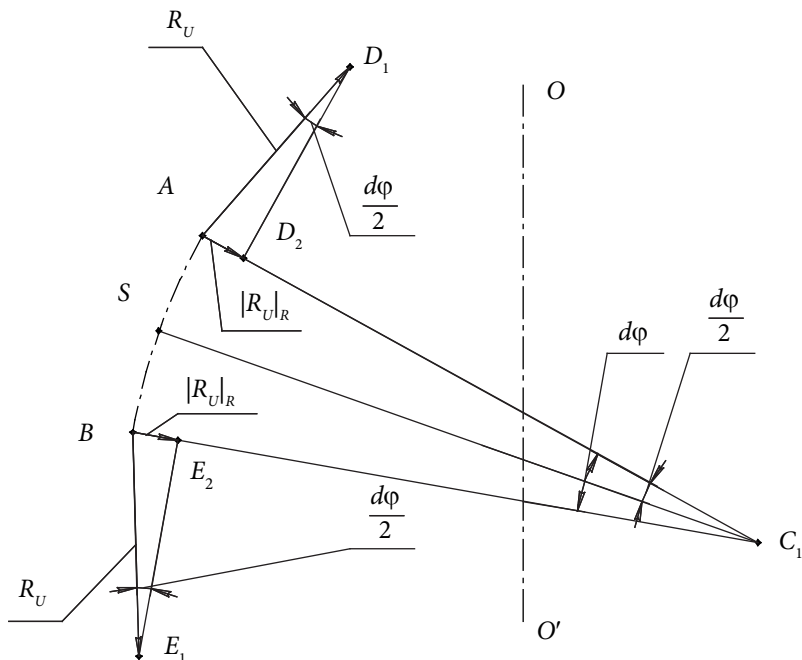


Рис. 3.9. Радиальные проекции меридиональных реакций

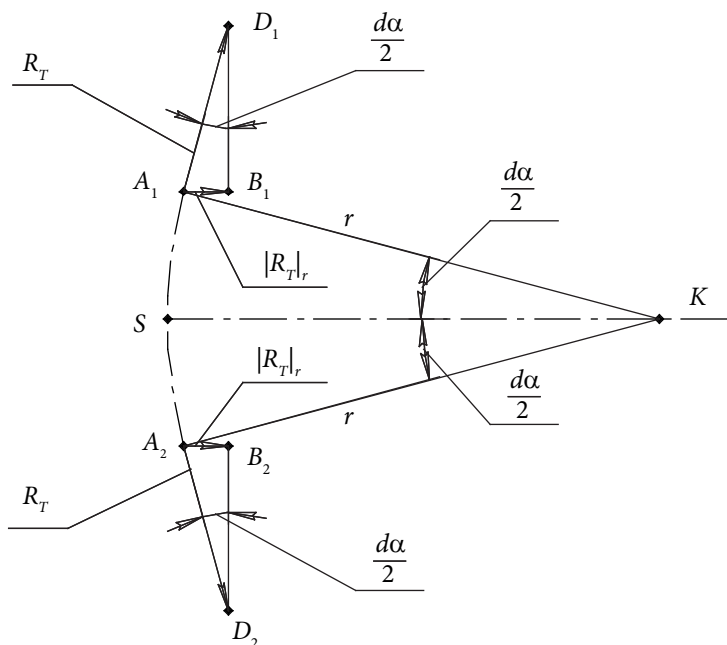


Рис. 3.10. Проекция кольцевых реакций на радиус кольцевого сечения

На рис. 3.11 представлена схема построения радиальной проекции кольцевых реакций. Так как треугольники SKC_2 и SD_2D_1 подобны, проекция кольцевых реакций на радиальную ось может быть получена следующим образом:

$$\left| \sum R_T \right|_R = \left| \sum R_T \right|_r \sin(\varphi) = TR_1 \sin(\varphi) d\varphi d\alpha. \quad (3.21)$$

Длина проекции силы F_z на радиальную ось равна этой силе, так как внутреннее избыточное давление действует перпендикулярно поверхности оболочки, т. е. по линии, направленной к главному центру кривизны оболочки:

$$\left| F_z \right|_R = ZR_1R_2 \sin(\varphi) d\varphi d\alpha. \quad (3.22)$$

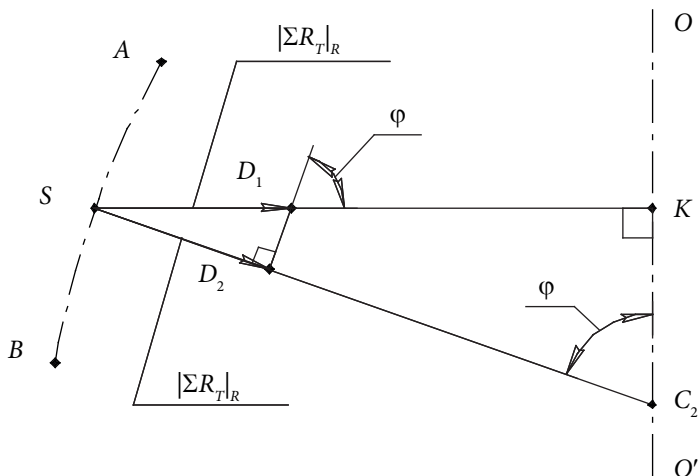


Рис. 3.11. Радиальная проекция кольцевых реакций

Подставив выражения (3.19), (3.21), (3.22) в уравнение (3.17), получим

$$ZR_1R_2 \sin(\varphi)d\varphi d\alpha + UR_2 \sin(\varphi)d\varphi d\alpha + TR_1 \sin(\varphi)d\varphi d\alpha = 0. \quad (3.23)$$

Разделив уравнение (3.23) на площадь срединной поверхности элемента оболочки (см. уравнение (3.9)) и подставив значение распределенной внешней нагрузки по уравнению (3.2), получим

$$\frac{U}{R_1} + \frac{T}{R_2} - p = 0 \quad \text{или} \quad \frac{U}{R_1} + \frac{T}{R_2} = p. \quad (3.24)$$

Уравнение (3.24) является частным видом уравнения равновесия элемента тонкостенной оболочки (или уравнения Лапласа) для того случая, когда внешней нагрузкой является внутреннее избыточное давление.

К сожалению, уравнение Лапласа в нашем случае является уравнением с двумя неизвестными, и его одного недостаточно для описания равновесия тонкостенной осесимметричной оболочки. Чтобы разрешить данную сложность, вспомним о том, что даже в общем случае кольцевые реакции на гранях элемента осесимметричной

оболочки равны. Таким образом, если мы возьмем соседний с нашим элемент, то кольцевые реакции на внешних гранях группы элементов не изменятся по сравнению с одним элементом.

Увеличивая количество элементов в группе, мы постепенно замкнем группу элементов в кольцевом сечении нашей оболочки, тогда кольцевые реакции двух крайних элементов компенсируют друг друга. Полученную группу элементов называют кольцевой зоной оболочки. Кольцевая зона в меридиональном направлении не обязательно должна иметь угловую протяженность $d\varphi$, она может иметь конечно малые или даже бесконечно большие размеры. Схема нагружения кольцевой зоны осесимметричной тонкостенной оболочки представлена на рис. 3.12.

Равновесие кольцевой зоны определяется ее геометрией, внешней нагрузкой и меридиональной силой, действующей на краях зоны. Условие равновесия кольцевой зоны можно описать уравнением

$$F_{(I-II)} + R_{U(I-II)} = 0, \quad (3.25)$$

где $F_{(I-II)}$ — результирующее воздействие внешних сил на кольцевую зону оболочки, Н; $R_{U(I-II)}$ — результирующее воздействие меридиональных реакций на кольцевую зону оболочки, Н.

В нашем случае, когда внешняя нагрузка направлена строго перпендикулярно к поверхности оболочки и постоянна по всей протяженности оболочки, результирующее воздействие внешних сил на кольцевую зону можно рассчитать следующим образом:

$$F_{(I-II)} = \int_0^{2\pi} \int_{\varphi_I}^{\varphi_{II}} Z dF \cdot \cos(\varphi) = -2\pi p \int_{\varphi_I}^{\varphi_{II}} R_I R_2 \sin(\varphi) \cos(\varphi) d\varphi. \quad (3.26)$$

Результирующее воздействие меридиональных реакций на кольцевую зону оболочки рассчитаем по уравнению

$$R_{U(I-II)} = 2\pi r_{II} U_{II} \sin(\varphi_{II}) - 2\pi r_I U_I \sin(\varphi_I). \quad (3.27)$$

Для упрощения решения задачи равновесия кольцевой зоны применяют следующий прием. Меридиональную протяженность зоны продлевают до полюса. Такой прием используют даже для оболочек,

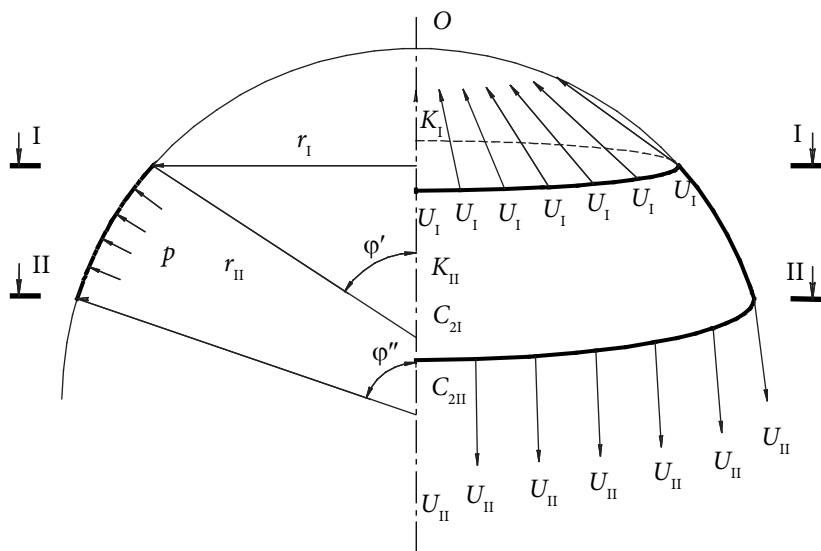


Рис. 3.12. Равновесие кольцевой зоны

у которых полюсов нет, например для цилиндрической оболочки. В таких случаях говорят, что полюс находится на бесконечности. В полюсе угол наклона меридиана и радиус кольцевого сечения равняются нулю. В таком случае уравнение (3.27) принимает вид

$$2\pi r U \sin(\varphi_{II}) = 2\pi p \int_0^{\varphi_{II}} R_1 R_2 \sin(\varphi) \cos(\varphi) d\varphi. \quad (3.28)$$

Уравнение (3.28) называют уравнением равновесия кольцевой зоны или просто уравнением зоны для оболочки, нагруженной внутренним избыточным давлением. Решим данное уравнение для осесимметричной оболочки с произвольной формой меридиана (рис. 3.13), нагруженной внутренним избыточным давлением.

Выразим геометрические размеры кольцевой зоны на рис. 3.13 через радиусы кривизны оболочки и кольцевого сечения и угол наклона меридиана:

$$AB = R_1 d\varphi; \quad BC = dr = R_1 d\varphi \cdot \cos(\varphi); \quad KA = r = R_2 \cdot \sin(\varphi).$$

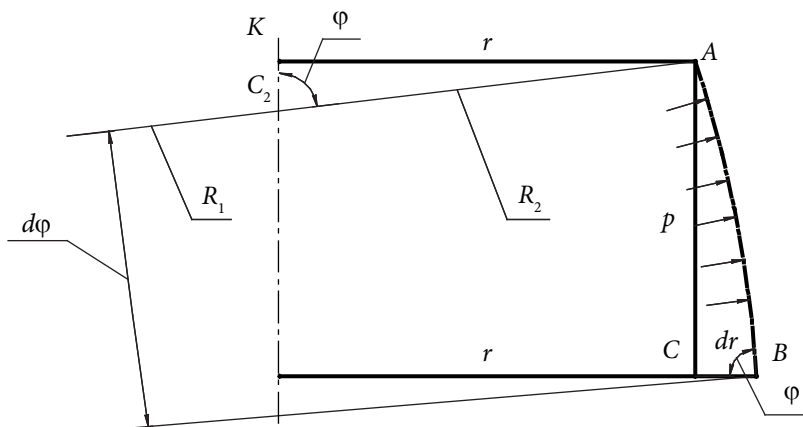


Рис. 3.13. Кольцевая зона, нагруженная внутренним избыточным давлением

Перегруппируем множители в подынтегральном выражении в правой части уравнения (3.28) и произведем замены согласно установленным геометрическим соответствиям:

$$2\pi r U \sin(\varphi) = 2\pi p \int_0^\varphi R_2 \sin(\varphi) R_1 d\varphi \cos(\varphi) = 2\pi p \int_0^r r dr. \quad (3.29)$$

Взяв интеграл и проведя несложные преобразования, получим

$$2rU \sin(\varphi) = pr^2. \quad (3.30)$$

Решим уравнение (3.30) относительно меридиональной силы U :

$$U = \frac{pr}{2\sin(\varphi)}. \quad (3.31)$$

Уравнение (3.31) является решением уравнения зоны для тонкостенной осесимметричной оболочки, нагруженной внутренним избыточным давлением. Решив совместно уравнения (3.24) и (3.31), найдем меридиональную силу U и кольцевую силу T .

Зная меридиональные и кольцевые силы, найдем меридиональные и кольцевые напряжения:

$$\sigma_U = \frac{U}{s}, \quad (3.32)$$

$$\sigma_T = \frac{T}{s}. \quad (3.33)$$

3.2. Частные решения уравнений равновесия тонкостенной осесимметричной оболочки

Рассмотрим частные решения уравнений (3.24), (3.31)–(3.33) для цилиндрической, конической и сферической оболочек и сравним полученные результаты с нормативными методиками расчета общепромышленного оборудования по ГОСТ 34233.2–2017, оборудования атомной энергетики по ПНАЭ Г-7-002–86 и котлов и сосудов, работающих под давлением по кодам ASME (ASME, англ. *The American Society of Mechanical Engineers* — Американское общество инженеров-механиков) *Boiler & Pressure Vessel Code* (ASME BPVC).

Цилиндрическая оболочка, нагруженная внутренним избыточным давлением, представлена на рис. 3.14. Цилиндрическая оболочка обладает характерными геометрическими свойствами: первый (главный) радиус кривизны оболочки R_1 равен бесконечности; второй радиус кривизны R_2 равен радиусу кольцевого сечения r и постоянен по всей протяженности оболочки; угол наклона меридиана φ также постоянен и равен 90° .

С учетом геометрических характеристик цилиндрической оболочки по уравнениям (3.24), (3.31)–(3.33) получаем

$$U = \frac{pr}{2 \sin(90^\circ)} = \frac{pr}{2}, \quad (3.34)$$

$$\frac{U}{\infty} + \frac{T}{r} = p, \quad (3.35)$$

откуда $T = pr$,

$$\sigma_U = \frac{pr}{2s}, \quad (3.36)$$

$$\sigma_T = \frac{pr}{s}. \quad (3.37)$$

Из уравнений (3.34)–(3.37) следует, что меридиональные и кольцевые напряжения постоянны на протяжении цилиндрической оболочки. При этом кольцевое напряжение в два раза больше меридионального и в данном случае является лимитирующим. Выразим

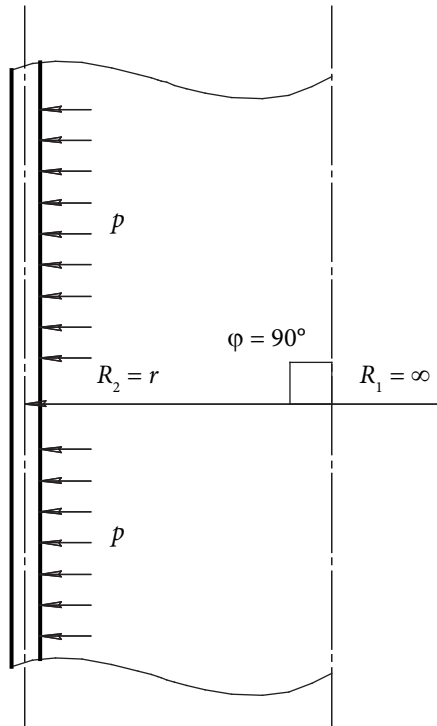


Рис. 3.14. Цилиндрическая оболочка под действием внутреннего избыточного давления

необходимую (расчетную) толщину стенки цилиндрической оболочки через лимитирующее напряжение:

$$s = \frac{pr}{\sigma_{\text{lim}}}, \quad (3.38)$$

где σ_{lim} — лимитирующее напряжение, Па.

Согласно ГОСТ 34233.2–2017 и ПНАЭ Г-7-002–86 расчетная толщина цилиндрической обечайки, работающей под внутренним избыточным давлением, рассчитывается по уравнениям вида [8, с. 8; 24, с. 26, 27]:

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p}, \quad (3.39)$$

где s_p — расчетная толщина стенки, м; φ — коэффициент снижения прочности за счет влияния сварного шва по ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 27, 28] или расчетный коэффициент снижения прочности по ПНАЭ Г-7-002–86 [24, с. 32–44].

Уравнения (3.38) и (3.39) очень похожи, они отличаются знаменателем правой части. Причина такого отличия заключается в том, что в полученных нами уравнениях безмоментной теории оболочек r — радиус срединной поверхности, а в уравнениях нормативного расчета D — внутренний диаметр. Преобразуем уравнение (3.38), выразив радиус срединной поверхности оболочки через внутренний диаметр:

$$r = \frac{D + s}{2}, \quad (3.40)$$

$$s = \frac{p(D + s)}{2\sigma_{\text{lim}}} = \frac{pD}{2\sigma_{\text{lim}}} + \frac{ps}{2\sigma_{\text{lim}}}, \quad (3.41)$$

откуда следует $s - \frac{ps}{2\sigma_{\text{lim}}} = \frac{pD}{2\sigma_{\text{lim}}}$,

$$s \left(1 - \frac{p}{2\sigma_{\text{lim}}} \right) = \frac{pD}{2\sigma_{\text{lim}}}, \quad (3.42)$$

$$s = \frac{pD}{2\sigma_{\text{lim}}} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{p}{2\sigma_{\text{lim}}}\right)} = \frac{pD}{2\sigma_{\text{lim}} - p}. \quad (3.43)$$

Аналогично можно объяснить вид уравнения для расчета толщины стенки трубопровода по ГОСТ 32388–2013 [21, с. 18]:

$$s_R = \frac{|p|D_a}{2\varphi_y[\sigma] + |p|}, \quad (3.44)$$

где s_R — расчетная толщина стенки трубопровода, м; D_a — наружный диаметр трубопровода, м; φ_y — коэффициент прочности продольного сварного шва при растяжении.

Уравнения отечественных нормативных методик (3.39), (3.44) и (3.43) практически идентичны. Рассмотрим теперь уравнение для расчета толщины стенки цилиндрической обечайки по коду ASME [25, с. 16]:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}, \quad (3.45)$$

где t — толщина стенки (от англ. *thickness* — толщина); P — избыточное внутреннее давление (от англ. *pressure* — давление); R — внутренний радиус обечайки; S — допустимое напряжение (от англ. *stress* — напряжение); E — коэффициент снижения прочности в узле соединения (от англ. *joint*) обечайки с другой деталью (обечайкой, днищем, фланцем и т. п.).

Мы видим, что уравнение (3.45) очень похоже на полученное нами уравнение (3.43) и на уравнения (3.39), (3.44), использующиеся в российских нормативных методиках по расчету на прочность. Разница заключается в том, что в знаменателе в правой части уравнения (3.45) второе слагаемое имеет понижающий коэффициент 0,6. Это объясняется тем, что расчетные уравнения кодов ASME получены более строго. Срединная поверхность при выводе данных уравнений принимается не геометрически, а по фактической поверхности со средними напряжениями. Положение данной поверхности определяют по уравнениям Ламе, учитывающим изменение

величин напряжений по толщине стенки оболочки. В отечественной практике уравнения Ламе используются при нормативном расчете толстостенных сосудов и аппаратов. Результаты расчета толщины стенки цилиндрической обечайки по отечественным нормативам и по кодам ASME незначительны.

Коническая оболочка, нагруженная внутренним избыточным давлением, представлена на рис. 3.15. У конической оболочки первый (главный) радиус кривизны R_1 , как и у цилиндрической оболочки, равен бесконечности; второй радиус кривизны R_2 и радиус кольцевого сечения r увеличиваются при движении вдоль оси симметрии от полюса; угол наклона меридиана φ постоянен. Для удобства при расчете конических оболочек используют не угол наклона меридиана, а полуугол раскрытия конуса α .

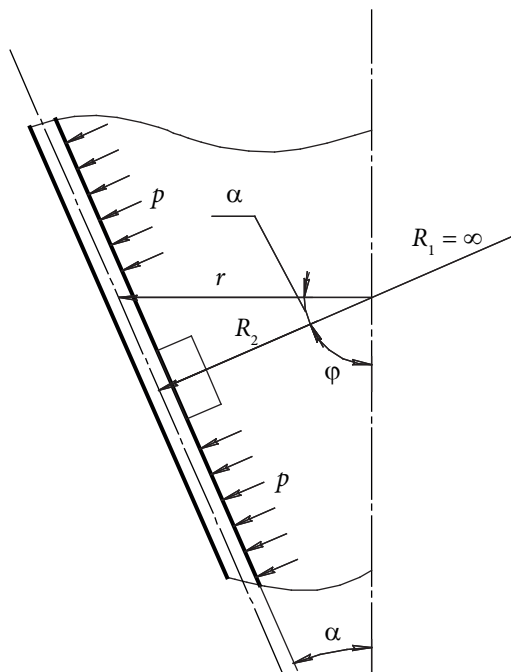


Рис. 3.15. Коническая оболочка под действием внутреннего избыточного давления

Согласно сумме углов треугольника

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varphi, \quad (3.46)$$

$$\cos(\alpha) = \sin(\varphi). \quad (3.47)$$

Тогда, с учетом геометрических характеристик конической оболочки, по уравнениям (3.24), (3.31)–(3.33) получаем

$$U = \frac{pr}{2 \cos(\alpha)}, \quad (3.48)$$

$$\frac{U}{\infty} + \frac{T}{R_2} = p, \quad (3.49)$$

откуда

$$T = \frac{pr}{\cos(\alpha)}, \quad (3.50)$$

$$\sigma_U = \frac{pr}{2s \cdot \cos(\alpha)}, \quad (3.51)$$

$$\sigma_T = \frac{pr}{s \cdot \cos(\alpha)}. \quad (3.52)$$

Из уравнений (3.48)–(3.52) следует, что меридиональные и кольцевые напряжения не постоянны на протяженности цилиндрической оболочки и увеличиваются при движении от полюса. Максимальными напряжения будут в кольцевом сечении конуса наибольшего радиуса. Поэтому в нормативных методиках расчета внутренний диаметр конуса рассчитывают по большему проходному сечению. Кольцевое напряжение в конической оболочке, как и в цилиндрической, в два раза больше меридионального и является лимитирующим. Необходимую (расчетную) толщину стенки конической оболочки рассчитаем по уравнению

$$s = \frac{pr}{\sigma_{\text{lim}} \cos(\alpha)}. \quad (3.53)$$

По ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 34] и ПНАЭ Г-7-002–86 [24, с. 26, 27] расчетная толщина конической обечайки, работающей под внутренним избыточным давлением, рассчитывается по уравнению

$$s_{\text{кр}} = \frac{pD_{\text{к}}}{2[\sigma]\varphi - p} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)}, \quad (3.54)$$

где $s_{\text{кр}}$ — расчетная толщина стенки конической обечайки, м; $D_{\text{к}}$ — расчетный диаметр конической обечайки, м.

По коду ASME расчет толщины стенки конической обечайки осуществляют по уравнению [25, с. 29]

$$t = \frac{PD}{2 \cos(\alpha)(SE - 0,6P)}, \quad (3.55)$$

где D — внутренний диаметр конуса.

Таким образом, уравнения расчета толщин стенки конической обечайки по нормативным методикам также соответствуют уравнениям, полученным методами безмоментной теории оболочек.

Сферическая оболочка, нагруженная внутренним избыточным давлением, представлена на рис. 3.16. У сферической оболочки первый (главный) радиус кривизны R_1 совпадает со вторым радиусом кривизны R_2 и радиусом сферы R ; также первый и второй радиусы кривизны постоянны на всей протяженности оболочки.

Уравнения (3.24), (3.31)–(3.33) для сферической оболочки принимают вид

$$U = \frac{pr}{2 \sin(\varphi)} = \frac{pR}{2}, \quad (3.56)$$

$$\frac{pR}{2} + \frac{T}{r} = p, \quad (3.57)$$

откуда $T = U = \frac{pR}{2}$,

$$\sigma_U = \frac{pR}{2s}, \quad (3.58)$$

$$\sigma_T = \frac{pR}{2s}. \quad (3.59)$$

Меридиональные и кольцевые напряжения в сферической оболочке постоянны на всей ее протяженности и равны друг другу. Данный результат логичен как с точки зрения физики, так и с точки зрения геометрии. Если мы повернем сферическую оболочку на 90° , меридиональное и кольцевое направления поменяются местами друг с другом. При равных диаметре и толщине стенки сферическая оболочка способна выдерживать давление вдвое большее, чем цилиндрическая оболочка (см. уравнение (3.37)). Необходимую (расчетную) толщину стенки сферической оболочки рассчитаем по уравнению

$$s = \frac{pR}{2\sigma_{\text{lim}}}. \quad (3.60)$$

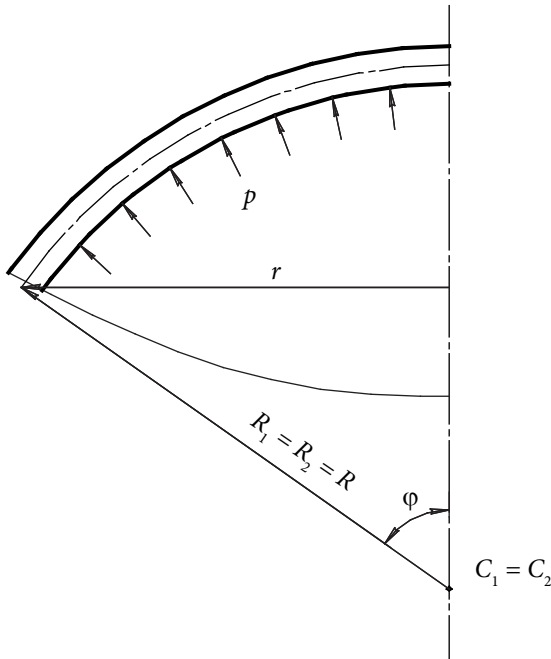


Рис. 3.16. Сферическая оболочка под действием внутреннего избыточного давления

По ГОСТ 34233.2–2017 толщина стенки сферического днища рассчитывается методом последовательных приближений. В первом приближении расчет производят по уравнению [8, с. 20]

$$s'_{1R} = \frac{pR_c}{2[\sigma]\varphi - p}, \quad (3.61)$$

где s'_{1R} — расчетная толщина стенки сферического днища, м; R_c — внутренний радиус сферической части днища, м.

По ПНАЭ Г-7-002–86 расчетную толщину стенки полусферического днища рассчитывают по уравнению [24, с. 26, 27]

$$s_R = \frac{pD}{4[\sigma]\varphi - p}, \quad (3.62)$$

где s_R — расчетная толщина стенки полусферического днища, м; D — внутренний диаметр полусферической части днища, м.

По коду ASME расчетную толщину стенки сферического днища определяют по уравнению [25, с. 29]

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P}, \quad (3.63)$$

где R — внутренний радиус сферы.

Таким образом, уравнения расчета толщины стенки сферического днища, используемые в российских и зарубежных нормативных методиках, как и уравнения расчета толщин стенок цилиндрических и конических обечаек, получены методами безмоментной теории оболочек.

3.3. Пример нормативного расчета цилиндрической обечайки на прочность и устойчивость

Как уже отмечалось, автор не ставит перед собой цели подробно описания нормативных методик расчета, поскольку убежден, что при понимании физических основ напряженного состояния элементов технологического оборудования читатель сможет разобраться в данных методиках самостоятельно. Тем не менее для лучшего

усвоения изученного материала предлагается рассмотреть относительно сложный нормативный расчет на прочность и устойчивость длинной цилиндрической обечайки, испытывающей одновременное воздействие наружного избыточного давления, сжимающей осевой силы и изгибающего момента. Такой обечайке может соответствовать, например, кожух греющей камеры вакуум-выпарного аппарата. В ходе расчета обечайки ознакомимся с некоторыми положениями ГОСТ 34233.2–2017.

Исходные данные. Внутренний диаметр обечайки составляет 1000 мм, длина обечайки 10 000 мм. В верхней и нижней частях обечайки установлены приварные встык фланцы. Абсолютное давление (давление греющего пара) внутри обечайки 0,07 МПа, расчетная температура 90 °С. Обечайка испытывает воздействие сжимающей осевой силы 20 кН и изгибающего момента 2 кН·м. Конструкционный материал 12Х18Н10Т. Прибавка на компенсацию коррозии, эрозии, минусового допуска и технологических утонений 1,5 мм. Расчет будем осуществлять только для рабочего режима.

Расчет допустимого напряжения и вспомогательных величин. Наша обечайка изготовлена из стали 12Х18Н10Т. Данный материал является распространенным в химической промышленности, и расчетные напряжения при различных температурах для него приведены в табл. А.3 прил. А ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 15]. Допустимое напряжение для стали 12Х18Н10Т при температуре 20 °С составляет 184 МПа, при 100 °С — 174 МПа. В расчетной практике часто при расчетных температурах ниже 100 °С допустимое напряжение принимают по значению для 100 °С. Более строгим является расчет допустимого напряжения по линейной аппроксимации:

$$\begin{aligned} [\sigma] &= [\sigma]_{100} + \frac{([\sigma]_{20} - [\sigma]_{100})}{(100 - 20)} (100 - t_p) = \\ &= 174 + \frac{(184 - 174)}{(100 - 20)} (100 - 90) = 175,3 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (3.64)$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение при расчетной температуре, МПа; $[\sigma]_{100}$ — допустимое напряжение при температуре 100 °С,

МПа; $[\sigma]_{20}$ — допустимое напряжение при температуре 200 °С, МПа;
 t_p — расчетная температура, °С.

Также для расчетов на устойчивость нам потребуется значение модуля упругости E для стали 12Х18Н10Т при расчетной температуре. Данное значение определим по табл. В.1 прил. В ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 25]. Для аустенитных сталей при температурах 20–200 °С оно составляет $2 \cdot 10^{11}$ Па. Поскольку мы будем производить расчет только рабочего режима, значение коэффициента запаса устойчивости n_y примем равным 2,4 [Там же, с. 11].

Сварные швы на обечайке можно выполнить стыковыми двухсторонними. Для таких швов при объеме контроля от 10 до 50 % от общей длины, согласно табл. Д. 1 прил. Д ГОСТ 34233.1–2017 [Там же, с. 27], коэффициент прочности сварного шва ϕ составляет 0,9.

Расчет на прочность и устойчивость от воздействия наружного избыточного давления. Согласно исходным данным абсолютное давление внутри обечайки составляет 0,07 МПа. Таким образом, наружное избыточное давление на обечайку — 0,03 МПа.

Проведем расчет по выбору основных размеров, т. е. определим расчетную толщину стенки обечайки s_p по п. 5.3.2 ГОСТ 34233.1–2017 [8, с. 8, 9]:

$$s_p = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} D}{B} \left(\frac{p}{10^{-5} E} \cdot \frac{l}{D} \right)^{0,4}; \frac{1,2 p D}{2[\sigma] - p} \right\}, \quad (3.65)$$

$$B = \max \left\{ 1; 0,47 \left(\frac{p}{10^{-5} E} \right)^{0,067} \left(\frac{l}{D} \right)^{0,4} \right\}, \quad (3.66)$$

где l — длина обечайки, мм (м).

Второе выражение в фигурных скобках в уравнении (3.65) является уже знакомым нам уравнением расчета толщины стенки цилиндрической обечайки, испытывающей воздействие избыточного давления (см. подразд. 3.3) по условиям прочности с дополнительным запасом 20 %; первое выражение в фигурных скобках — уравнением расчета толщины стенки цилиндрической обечайки, испытывающей наружное избыточное давление, по условиям устойчивости.

Рассчитаем вспомогательную величину B и расчетную толщину стенки обечайки. Чтобы не запутаться, все величины в уравнения будем подставлять в системе СИ.

$$B = \max \left\{ 1; 0,47 \left(\frac{0,03 \cdot 10^6}{10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11}} \right)^{0,067} \left(\frac{10}{1} \right)^{0,4} \right\} = \{1; 0,89\} = 1,$$

$$s_p = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} \cdot 1}{1} \left(\frac{0,03 \cdot 10^6}{10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11}} \cdot \frac{10}{1} \right)^{0,4}; \frac{1,2 \cdot 0,03 \cdot 10^6 \cdot 1}{2 \cdot 175,3 \cdot 10^6 - 0,03 \cdot 10^6} \right\} =$$

$$= \{0,00496; 0,0001\} = 0,00496 \text{ м} = 5 \text{ мм}.$$

Как видим, расчетная толщина стенки нашей обечайки из устойчивости в 50 раз больше расчетной толщины из условий прочности. Зная расчетную толщину стенки обечайки, определим (назначим) исполнительную толщину стенки:

$$s \geq s_p + c, \quad (3.67)$$

$$s \geq 5 + 1,5 = 6,5 \text{ мм}.$$

Государственные стандарты на листовой прокат предусматривают толщины листа 6,5; 7,0; 7,5 и 8,0 мм. Однако «ходовым» для общепромышленного оборудования из этих размеров является только толщина листа 8,0 мм (см. подразд. 2.3). В связи с этим принимаем исполнительную толщину стенки обечайки $s = 8 \text{ мм}$.

Когда мы рассматривали безмоментную теорию оболочек, мы говорили, что ее положения справедливы для оболочек, у которых толщина стенки намного меньше других геометрических размеров. ГОСТ 34233.2–2017 определяет данный критерий количественно. Так, для цилиндрических обечаек с внутренним диаметром более 200 мм (как в нашем случае) условие тонкостенности имеет вид

$$\frac{s-c}{D} \leq 0,1. \quad (3.68)$$

В нашем случае

$$\frac{s-c}{D} = \frac{0,008-0,0015}{1} = 0,065 \leq 0,1,$$

т. е. условие тонкостенности выполняется.

Зная исполнительную толщину стенки обечайки, проведем проверочный расчет на прочность и устойчивость. Допустимое наружное избыточное давление $[p]$ на цилиндрическую обечайку определяют по уравнению

$$[p] = \frac{[p]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_n}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (3.69)$$

где $[p]_n$ — допустимое давление по условию прочности, Па (МПа); $[p]_E$ — допустимое давление по условию устойчивости, Па (МПа).

Допустимое наружное избыточное давление по условию прочности рассчитывают по тому же уравнению, что и допустимое внутреннее избыточное давление:

$$[p]_n = \frac{2[\sigma]\varphi(s-c)}{D + (s-c)}, \quad (3.70)$$

$$[p]_n = \frac{2 \cdot 175,3 \cdot 10^6 \cdot 0,9(0,008-0,0015)}{1 + (0,008-0,0015)} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2 \text{ МПа}.$$

Строго говоря, в ГОСТ 34233.2–2017 в уравнении (3.70) не учитывается коэффициент прочности сварного шва φ . Однако в расчетной практике данный коэффициент все же часто учитывают (сварное соединение остается сварным соединением вне зависимости от условий расчета). В данном учебном пособии здесь и далее в аналогичных случаях мы будем учитывать коэффициент прочности сварного шва.

Допустимое наружное избыточное давление по условию устойчивости рассчитывают следующим образом:

$$[p]_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D}{l} \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (3.71)$$

$$B_1 = \min \left\{ 1; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(s-c)}} \right\}. \quad (3.72)$$

Уравнение (3.71) показывает, что допустимое наружное давление обратно пропорционально длине обечайки. Поэтому в случае необходимости обечайки, работающие под наружным избыточным давлением или под наливом, укрепляют кольцами жесткости. При этом одновременно снижают длину, на которой может произойти потеря меридиональной устойчивости, и увеличивают кольцевую жесткость обечайки. Подробно с методиками расчета обечаек, подкрепленных кольцами жесткости, читатель может ознакомиться в подразд. 5.4 ГОСТ 34233.2–2017.

Рассчитаем вспомогательную величину B_1 , допустимое наружное давление на обечайку по условию устойчивости и результирующее допустимое наружное давление на обечайку:

$$B_1 = \min \left\{ 1; 9,45 \frac{1}{10} \sqrt{\frac{1}{100(0,008 - 0,0015)}} \right\} = \min \{1; 1,172\} = 1.$$

$$\begin{aligned} [p]_E &= \frac{2,08 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11}}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{1}{10} \left[\frac{100(0,008 - 0,0015)}{1} \right]^{2,5} = \\ &= 56\,771 \text{ Па} = 0,057 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

$$[p] = \frac{2}{\sqrt{1 + \left(\frac{2}{0,057} \right)^2}} = 0,057 \text{ МПа}.$$

Результаты расчета показывают, что для нашей обечайки допустимое наружное давление из условий устойчивости в 35 раз меньше, чем допустимое наружное давление из условий прочности. В нашем случае напряженное состояние обечайки лимитируется

главным образом риском потери устойчивости. Об этом же говорит и то, что результирующее допустимое наружное избыточное давление равно допустимому из условий устойчивости.

Финальной стадией поверочного расчета является сравнение предельной допустимой и расчетной нагрузок:

$$p = 0,03 \text{ МПа} < [p] = 0,057 \text{ МПа},$$

таким образом, условия прочности и устойчивости обечайки, испытывающей воздействие наружного избыточного давления, выполнены.

Примем для дальнейших расчетов определенную исполнительную толщину стенки обечайки 8 мм. Для оставшихся нагрузок (осевой сжимающей силы и изгибающего момента) будем проводить только поверочные расчеты.

Расчет на прочность и устойчивость от воздействия осевой сжимающей силы. Проводится по п. 5.3.4 ГОСТ 34233.1–2017 [8, с. 9–11]. Допустимую сжимающую силу, действующую на цилиндрическую обечайку, определяют по уравнению

$$[F] = \frac{[F]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_n}{[F]_E} \right)^2}}, \quad (3.73)$$

где $[F]_n$ — допустимая сжимающая сила по условию прочности, Па (МПа); $[F]_E$ — допустимая сжимающая сила по условию устойчивости, Па (МПа).

Допустимую сжимающую силу по условию прочности определяют расчетом на простое растяжение-сжатие:

$$[F]_n = \pi (D + s - c) (s - c) [\sigma] \varphi. \quad (3.74)$$

По уравнению (3.74) получим

$$\begin{aligned} [F]_n &= \pi (1 + 0,008 - 0,0015) (0,008 - 0,0015) \cdot 175,3 \cdot 10^6 \cdot 0,9 = \\ &= 3\,242\,600 \text{ Н} = 3242,6 \text{ кН} = 3,2 \text{ МН}. \end{aligned}$$

Допустимую сжимающую силу по условию устойчивости определяют следующим образом:

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \}, \quad (3.75)$$

где $[F]_{E1}$ — допустимая сжимающая сила по условию кольцевой устойчивости, Н (рис. 1.11); $[F]_{E2}$ — допустимая сжимающая сила по условию меридиональной устойчивости, Н (рис. 1.11).

Условие кольцевой устойчивости проверяют для всех цилиндрических обечаек, испытывающих воздействие сжимающей осевой силы; условие меридиональной устойчивости — только для обечаек, у которых длина в десять и более раз больше внутреннего диаметра. Таким образом, в нашем случае необходимо проверять оба условия.

Допустимую сжимающую силу по условию кольцевой устойчивости рассчитывают по уравнению

$$[F]_{E1} = \frac{31 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^{2,5}. \quad (3.76)$$

$$[F]_{E1} = \frac{31 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{11}}{2,4} 1^2 \left[\frac{100(0,008 - 0,0015)}{1} \right]^{2,5} = 8\,799\,618 \text{ Н} = 8,8 \text{ МН}.$$

Допустимую сжимающую силу по условию меридиональной устойчивости рассчитывают по уравнению

$$[F]_{E2} = \frac{\pi(D+s-c)(s-c)E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2, \quad (3.77)$$

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D+s-c}, \quad (3.78)$$

где λ — гибкость обечайки; l_{np} — приведенная длина обечайки, мм (м).

Приведенную длину обечайки определяют по расчетной длине обечайки в зависимости от способа ее опирания по табл. 1 ГОСТ 34233.2–2017. При этом в расчетной длине обечайки учитывают

размеры присоединенных элементов (днищ, крышек, конических переходов), увеличивающих длину, на которой может произойти потеря меридиональной устойчивости. Наша обечайка по исходным данным закреплена в приварных встык фланцах. Приварные встык фланцы по сравнению с обечайкой являются достаточно жесткими элементами. В расчетах обечайку, закрепленную в фланцах, считают жестко опертой. Расчетной длиной обечайки в этом случае является расстояние между фланцами.

Потеря меридиональной устойчивости длинной обечайки происходит аналогично потере устойчивости стержня при сжатии (см. подразд. 1.7). Формы потери устойчивости и коэффициенты, учитывающие схему опирания, для длинных цилиндрических обечаек соответствуют формам потери устойчивости и коэффициентам опирания сжатых стержней. В нашем случае приведенная длина обечайки составляет 0,7 от ее геометрической длины. Таким образом,

$$\lambda = \frac{2,83 \cdot 0,7 \cdot 10}{1 + 0,008 - 0,0015} = 19,68.$$

$$[F]_{E2} = \frac{\pi(1 + 0,008 - 0,0015)(0,008 - 0,0015) \cdot 2 \cdot 10^{11} \left(\frac{\pi}{19,68} \right)^2}{2,4} =$$

$$= 13\,878\,898 \text{ Н} = 13\,878 \text{ кН} = 13,9 \text{ МН}.$$

В нашем случае общая устойчивость обечайки лимитируется кольцевой устойчивостью, и допустимая сжимающая осевая сила из условий устойчивости и результирующая сжимающая осевая сила соответственно равны:

$$[F]_E = \min \{8,8; 13,9\} = 8,8 \text{ МН},$$

$$[F] = \frac{3,2}{\sqrt{1 + \left(\frac{3,2}{8,8} \right)^2}} = 3,008 \text{ МН} = 3008 \text{ кН},$$

$$F = 20 \text{ кН} < [F] = 3008 \text{ кН}.$$

Сравнение предельной допустимой и расчетной нагрузок показывает, что условия прочности и устойчивости обечайки, испытывающей воздействие осевой сжимающей силы, также выполнены.

Расчет на прочность и устойчивость от воздействия изгибающего момента. Расчет будем проводить по п. 5.3.5 ГОСТ 34233.1–2017 [8, с. 11]. Допустимый изгибающий момент, действующий на цилиндрическую обечайку, определяют по уравнениям

$$[M] = \frac{[M]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_n}{[M]_E} \right)^2}}, \quad (3.79)$$

$$[M]_n = \frac{\pi}{4} D (D + s - c) (s - c) [\sigma] \varphi = \frac{D}{4} [F]_n, \quad (3.80)$$

$$[M]_E = \frac{8,9 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5} = \frac{D}{3,5} [F]_{E1}, \quad (3.81)$$

где $[M]_n$ — допустимый изгибающий момент по условию прочности, Н·м; $[M]_E$ — допустимый изгибающий момент по условию устойчивости, Н·м.

Используя ранее вычисленные допустимые значения сжимающей осевой силы по уравнениям (3.79), (3.80) и (3.81), получим

$$[M]_n = \frac{1}{4} \cdot 3\,242\,600 = 810\,650 \text{ Н} \cdot \text{м} = 811 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$[M]_E = \frac{1}{3,5} \cdot 8\,799\,618 = 2\,514\,177 \text{ Н} \cdot \text{м} = 2514 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$[M] = \frac{811}{\sqrt{1 + \left(\frac{811}{2514} \right)^2}} = 711 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M = 2 \text{ кН} \cdot \text{м} < [M] = 711 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Сравнение предельной допустимой и расчетной нагрузок показывает, что условия прочности и устойчивости обечайки, испытывающей воздействие изгибающего момента, выполнены с большим запасом.

Поскольку наша обечайка одновременно испытывает воздействие наружного избыточного давления, осевой сжимающей силы и изгибающего момента, необходима *проверка условия совместности* [8, с. 12]. В нашем случае условие совместности принимает вид

$$\frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1, \quad (3.82)$$

$$\frac{0,03}{0,057} + \frac{20}{3008} + \frac{2}{711} = 0,54 < 1,$$

таким образом, прочность и устойчивость обечайки в заданном режиме нагружения для принятой (назначенной) исполнительной толщины стенки 8 мм обеспечены.

4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЛОСКИХ ДНИЩ И КРЫШЕК

Принятые условные обозначения

c	— прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм
D	— внутренний диаметр аппарата, мм (м); цилиндрическая жесткость пластины, Н · м/1
E	— модуль упругости, Па
h	— толщина пластины, м
M	— распределенный изгибающий момент, Н · м/м
p	— избыточное давление, Па (МПа)
$[p]$	— допустимое давление, Па (МПа)
s	— толщина стенки обечайки, мм (м)
s_1	— толщина плоской крышки (днища), мм (м)
w	— прогиб пластины, м
x, y, z	— декартовы оси; координаты вдоль декартовых осей, м
ε	— относительная деформация
μ	— коэффициент Пуассона
ρ	— радиус кривизны (изгиба) пластинки, м
σ	— нормальное напряжение, Па (МПа)
$[\sigma]$	— допустимое нормальное напряжение, Па (МПа)
φ	— коэффициент снижения прочности за счет влияния сварного шва

4.1. Физические основы нормативного расчета пластин на прочность

4.1.1. Общие сведения об изгибе тонких пластин

В нашем учебном пособии представлены основы теории изгиба тонких пластин. Подробное изложение данной теории изгиба читатель может найти в профильной литературе по сопротивлению материалов и по расчету и конструированию сосудов и аппаратов химических производств. В первую очередь автор рекомендует работы А. Е. Саргсяна [26, с. 220–227], Г. С. Варданяна и соавт. [27, с. 416–476]. Подробное математическое решение задач изгиба тонких пластин для различных условий закрепления и нагружения читатель может найти у З. Б. Канторовича [23, с. 365–454].

Тонкой пластине можно дать следующее определение: *пластина* — это тело, ограниченное двумя параллельным плоскостями, расстояние между которыми (толщина пластины) мало по сравнению с другими геометрическими размерами. Иначе говоря, пластиной называют оболочку, срединная поверхность которой является плоскостью. Основным видом деформации, который испытывают пластины в технике, является изгиб.

Разделяют изгиб тонких (тонкостенных) и толстостенных пластин. Напряженное состояние тонких пластин при изгибе, так же как и напряженное состояние тонкостенных оболочек, можно считать двухосным. Толстостенные пластины испытывают трехосное напряженное состояние из-за надавливания слоев пластины друг на друга, т. е. из-за растяжения-сжатия пластины по ее толщине.

Теория изгиба тонких пластин опирается на две основные гипотезы:

- 1) прогиб пластин относительно мал в сравнении с их протяженностью (длиной, шириной, диаметром и т. д.), следствием чего и является то, что слои пластины не надавливают друг на друга при изгибе;
- 2) нормали к срединной поверхности пластины остаются нормальными в деформированном состоянии (рис. 4.1).

По форме деформированной поверхности различают цилиндрический, сферический и общий изгиб тонких пластин. В химико-технологическом оборудовании пластины чаще всего испытывают

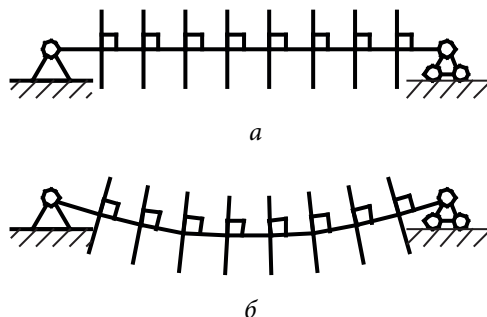


Рис. 4.1. Нормали к поверхности тонкой пластины:
 а — в исходном состоянии; б — в деформированном состоянии

сферический изгиб. *Общим изгибом* называют изгиб пластины, при котором деформированная поверхность принимает произвольную форму. Такой изгиб характерен для неравномерно нагруженных пластин и пластин со сложной схемой опирания. Напряженное состояние тонких пластин, испытывающих такой изгиб, является двухосным.

Сферическим изгибом называют изгиб пластины, при котором деформированная поверхность принимает форму части поверхности сферы. Такой изгиб характерен для пластин, опертых по наружному периметру и нагруженных сосредоточенной силой, приложенной в центральной части, или равномерной распределенной нагрузкой (например, давлением).

Цилиндрическим изгибом называют такой изгиб пластины, при котором деформированная поверхность принимает форму части поверхности цилиндра. Такой изгиб является одноосным (но возникающее при нем напряженное состояние — двухосное) и характерен для пластин, опертых на противоположные грани.

4.1.2. Упрощенный вывод уравнений изгиба тонкой пластины

Вывод уравнений изгиба тонкой пластины рассмотрим на примере цилиндрического изгиба как для наиболее простого случая. Для цилиндрического изгиба тонкой пластины характерны некоторые особенности:

— нет большой разницы для изгиба при больших и при малых деформациях;

— очертания контура пластины на изгиб существенно не влияют;

— изгиб цилиндрической пластины во многом напоминает изгиб балки; существенным отличием является то, что при простом изгибе балки поперечные деформации ничем не стеснены, из-за чего балка испытывает одноосное напряженное состояние; в случае цилиндрического изгиба относительные деформации в поперечном направлении по определению равны нулю, т. е. стеснены, из-за чего пластина испытывает двухосное напряженное состояние;

— так же как и при изгибе балок, на наружных по направлению изгиба слоях пластина испытывает растяжение, на внутренних слоях — сжатие.

На рис. 4.2 представлен элемент тонкой пластины с толщиной h , испытывающей цилиндрический изгиб с радиусом изогнутой поверхности ρ_x ; z — координата слоя пластины в направлении прогиба.

Запишем закон Гука для относительных продольных и поперечных деформаций представленного элемента тонкой пластины, испытывающей цилиндрический изгиб:

$$\varepsilon_x = \frac{z}{\rho_x} = \frac{1}{E}(\sigma_x - \mu\sigma_y), \quad (4.1)$$

$$\varepsilon_y = 0 = \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu\sigma_x), \quad (4.2)$$

где ε_x , ε_y — относительные изгибные деформации в продольном и поперечном направлениях соответственно, μ ; ρ_x — радиус кривизны деформированной поверхности пластины, м.

Решив уравнения (4.1), (4.2) относительно напряжений, получим

$$\sigma_x = \frac{Ez}{\rho_x(1-\mu^2)}, \quad (4.3)$$

$$\sigma_y = \mu\sigma_x. \quad (4.4)$$

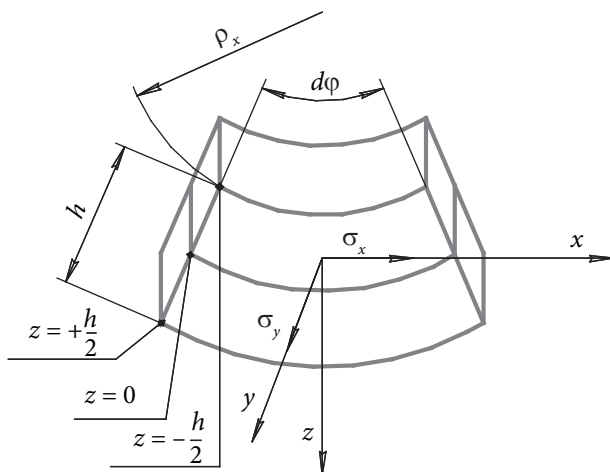


Рис. 4.2. Элемент тонкой пластины при цилиндрическом изгибе

Уравнения (4.3), (4.4) показывают, что продольные и поперечные напряжения не постоянны по толщине пластины. Если координата слоя пластины меняется в интервале от $-h/2$ до $+h/2$ при положительном направлении оси z , соответствующем направлению прогиба, то на наружном слое пластины ($z = +h/2$) напряжения будут максимальными по амплитуде и положительными (растягивающими). На внутреннем слое пластины ($z = -h/2$) напряжения будут также максимальными по амплитуде, но отрицательными (сжимающими). На срединной поверхности пластины ($z = 0$) продольное и поперечное напряжения будут равны нулю. Также из уравнений (4.3), (4.4) следует, что продольное и поперечное напряжения меняются по толщине пластины линейно.

Так как прогиб пластины мал по сравнению с ее размерами, заменим обратный радиус кривизны деформированной пластины на вторую производную прогиба w по координате x :

$$\frac{1}{\rho_x} = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad (4.5)$$

тогда

$$\sigma_x = -\frac{Ez}{(1-\mu^2)} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad (4.6)$$

$$\sigma_y = -\mu \frac{Ez}{(1-\mu^2)} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}. \quad (4.7)$$

Выразим распределенные изгибающие моменты, действующие в продольном и поперечном направлениях, через напряжения:

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z dz = -D \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad (4.8)$$

$$M_y = \mu \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z dz = -\mu D \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad (4.9)$$

$$D = \frac{Eh^3}{(1-\mu^2)}, \quad (4.10)$$

где M_x, M_y — распределенные изгибающие моменты вдоль соответствующих декартовых осей, Н · м/м; D — цилиндрическая жесткость пластины, Н · м/1; размерность цилиндрической жесткости пластины показывает, что пластина под действием изгибающего момента поворачивается на некоторый угол.

Разделив уравнение (4.8) на цилиндрическую жесткость пластины, получим

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -\frac{M_x}{D}. \quad (4.11)$$

Уравнение (4.11) называют дифференциальным уравнением упругой поверхности пластины. Решив данное уравнение относительно напряжений, получим

$$\sigma_x = \frac{12M_x z}{h^3}, \quad (4.12)$$

$$\sigma_y = \frac{12M_y z}{h^3}. \quad (4.13)$$

Как было показано ранее, максимальные по амплитуде значения напряжения принимают на наружной ($z = +h/2$) и на внутренней ($z = -h/2$) по отношению к направлению прогиба поверхности пластин. При этом внутренние слои испытывают сжатие, а наружные — растяжение. С учетом данных замечаний получим

$$\sigma_{x \max} = \frac{6M_x}{h^2}, \quad (4.14)$$

$$\sigma_{y \max} = \frac{6M_y}{h^2}, \quad (4.15)$$

где $\sigma_{x \max}$ — максимальное напряжение в продольном направлении, Па;
 $\sigma_{y \max}$ — максимальное напряжение в поперечном направлении, Па.

При общем изгибе тонкой пластины, как отмечалось ранее, деформированная форма пластины имеет произвольный вид. Радиусы кривизны изогнутой поверхности и распределенные моменты являются функциями от координат. Поэтому уравнение (4.11) записывается для двух осей и усложняется:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -12 \frac{(M_x - \mu M_y)}{Eh^3}, \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -12 \frac{(M_y - \mu M_x)}{Eh^3}. \quad (4.17)$$

При сферическом изгибе радиусы кривизны деформированной поверхности пластины и распределенные моменты равны в продольном и поперечном направлениях. Для сферического изгиба дифференциальное уравнение упругой поверхности пластины принимает вид

$$\frac{1}{\rho_x} = \frac{1}{\rho_y} = \frac{1}{\rho} = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -12 \frac{M(1-\mu)}{Eh^3}. \quad (4.18)$$

4.2. Сферический изгиб тонкой пластины, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой

Элементами сосудов и аппаратов химических производств и смежных отраслей, представляющими собой пластины, являются в первую очередь плоские днища и крышки или, реже, стенки корпусов аппаратов коробчатого типа. Все эти элементы, как правило, нагружены внутренним или наружным избыточным давлением и опираются по всему своему периметру. Таким образом, пластинки, представляющие собой элементы сосудов и аппаратов, чаще всего в нагруженном состоянии испытывают сферический изгиб.

Следует отметить, что нормативные методики расчета на прочность рассматривают только круглые днища и крышки. В связи с этим при расчетах стенок корпусов аппаратов коробчатого сечения можно или использовать классические методы сопромата с учетом нормативных коэффициентов запаса и прибавок (см., например, методику, предложенную А. А. Лащинским [28, с. 429–433]), или применять к расчету данных элементов нормативные методики, определяя по тому или иному принципу эквивалентный диаметр работы на изгиб.

Вернемся к круглой пластине, опирающейся по всему периметру и испытывающей воздействие равномерно распределенной нагрузки. З. Б. Канторович приводит строгие частные решения задач сферического изгиба для таких пластин при различных условиях опирания и воздействии дополнительных осесимметричных нагрузок [23, с. 371–431], также частные решения уравнений равновесия для наиболее распространенных в оборудовании отрасли видов нагружения тонких пластин приведены в прил. 3 ПНАЭ Г-7-002–86 [24, с. 257–260]. В нашем учебном пособии остановимся на случаях жесткозаделанной и шарнирно опертой пластин.

Как было показано в предыдущем подразделе (см. уравнения (4.14), (4.15)), максимальные напряжения в пластине прямо пропорциональны распределенному изгибающему моменту, действующему на пластину, и обратно пропорциональны квадрату толщины пластины. Таким образом, при известном значении лимитирующего напряжения расчетная толщина пластины должна быть пропор-

циональна квадратному корню отношения изгибающего момента к лимитирующему напряжению:

$$s_{ip} \sim \sqrt{\frac{M}{\sigma_{lim}}}, \quad (4.19)$$

где s_{ip} — расчетная толщина пластины м; M — максимальный распределенный изгибающий момент, действующий на пластину, Н · м; σ_{lim} — лимитирующее напряжение, Па.

М. Ф. Михалев приводит расчетные максимальные значения распределенного изгибающего момента, действующего на жестко-заделанную по периметру и на шарнирно опертую по периметру пластины, нагруженные избыточным давлением [29, с. 18]:

$$M_{ш} = \frac{pR^2}{16}(3 + \mu), \quad (4.20)$$

$$M_{жз} = \frac{pR^2}{16}(1 + \mu), \quad (4.21)$$

где $M_{ш}$ — максимальный распределенный изгибающий момент, действующий на пластину при шарнирном опирании, Н · м; $M_{жз}$ — максимальный распределенный изгибающий момент, действующий на пластину при жестком опирании, Н · м; R — радиус пластины, Па.

Подставив максимальные значения изгибающих моментов по уравнениям (4.20) и (4.21) в зависимость (4.19), опустив константы, получим

$$s_{ip} \sim \sqrt{\frac{M}{\sigma_{lim}}} \sim \sqrt{\frac{pR^2}{\sigma_{lim}}} \sim R \sqrt{\frac{p}{\sigma_{lim}}}. \quad (4.22)$$

Таким образом, расчетная толщина пластинки, испытывающей изгиб под действием избыточного давления, прямо пропорциональна радиусу этой пластинки и квадратному корню отношения избыточного давления к лимитирующему напряжению. Анализ размерностей левой и правой частей зависимости (4.22) показывает, что недостающий коэффициент пропорциональности в правой части зависимости

(4.22) должен быть безразмерным. Судя по виду уравнений (4.20), (4.21), коэффициент пропорциональности должен зависеть от схемы опирания пластины. Кроме того, коэффициент пропорциональности должен также зависеть от изменений нагруженного сечения пластины.

Рассмотрим уравнение для расчета толщины стенки плоского днища (крышки) по ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 24]:

$$s_{1p} = KK_o D_p \sqrt{\frac{p}{\phi[\sigma]}}, \quad (4.23)$$

где K — коэффициент, учитывающий конструкцию узла опирания днища (крышки); K_o — коэффициент, учитывающий ослабление днища (крышки) отверстиями; D_p — расчетный диаметр днища (крышки) — диаметр линии опирания, м; ϕ — коэффициент снижения прочности за счет влияния сварного шва.

Расчет толщины круглых днищ и крышек по ПНАЭ Г-7-002–86 [24, с. 30] осуществляют по уравнениям

$$s_{1R} = K_4 D_R \sqrt{\frac{p}{\phi[\sigma]}}, \quad (4.24)$$

$$K_4 = K_o x, \quad (4.25)$$

где s_{1R} — расчетная толщина днища, м; D_R — расчетный диаметр опирания, м; ϕ — расчетный коэффициент снижения прочности по ПНАЭ Г-7-002–86, учитывающий в том числе ослабление днища отверстиями; K_o — коэффициент, учитывающий конструкцию узла опирания днища; x — коэффициент, учитывающий жесткость соединения плоского днища и цилиндрической обечайки.

По коду ASME расчетную толщину плоских днищ и крышек определяют следующим образом [25, с. 34]:

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}}, \quad (4.26)$$

где t — толщина стенки; d — расчетный диаметр, по которому действует давление; C — коэффициент, зависящий от схемы опирания;

P — расчетное давление; S — допустимое напряжение; E — коэффициент снижения прочности в узле за счет сварного шва.

Таким образом, уравнения отечественных и зарубежных нормативных методик расчета толщины плоских днищ и крышек (как российских, так и зарубежных) получены на основе положений теории изгиба тонких пластин.

В дальнейшем, встретив в уравнениях нормативных методик расчета емкостей произведение характерного диаметра (радиуса) элемента и квадратного корня отношения расчетного давления к допустимому напряжению, мы будем сразу понимать, что речь идет о расчете плоских днищ или крышек, кольцевых крышек или каких-либо других плоских пластинок на изгиб.

4.3. Пример нормативного расчета плоской крышки

Рассмотрим нормативный расчет на прочность плоской крышки, ослабленной отверстиями, согласно ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 23–30].

Исходные данные. Плоская крышка, ослабленная отверстиями (рис. 4.3), соединена двухсторонним угловым сварным швом с цилиндрической обечайкой с внутренним диаметром 2000 мм. На крышке расположены четыре отверстия с проходными диаметрами 200 мм каждое. Крышка и обечайка испытывают воздействие внутреннего избыточного давления 0,1 МПа. Конструкционный материал днища и крышки — сталь 09Г2С. Прибавка для компенсации коррозии, эрозии, минусового допуска — 1 мм. Расчетная температура 100 °С. Расчет будем производить только для рабочего режима.

Расчет допустимого напряжения и вспомогательных величин. Крышка и обечайка изготовлены из стали 09Г2С. Данный материал является распространенным в химической промышленности, и расчетные напряжения при различных температурах для него приведены в табл. А.1 прил. А ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 13]. При 100 °С допустимое напряжение для данного материала составляет 177 МПа.

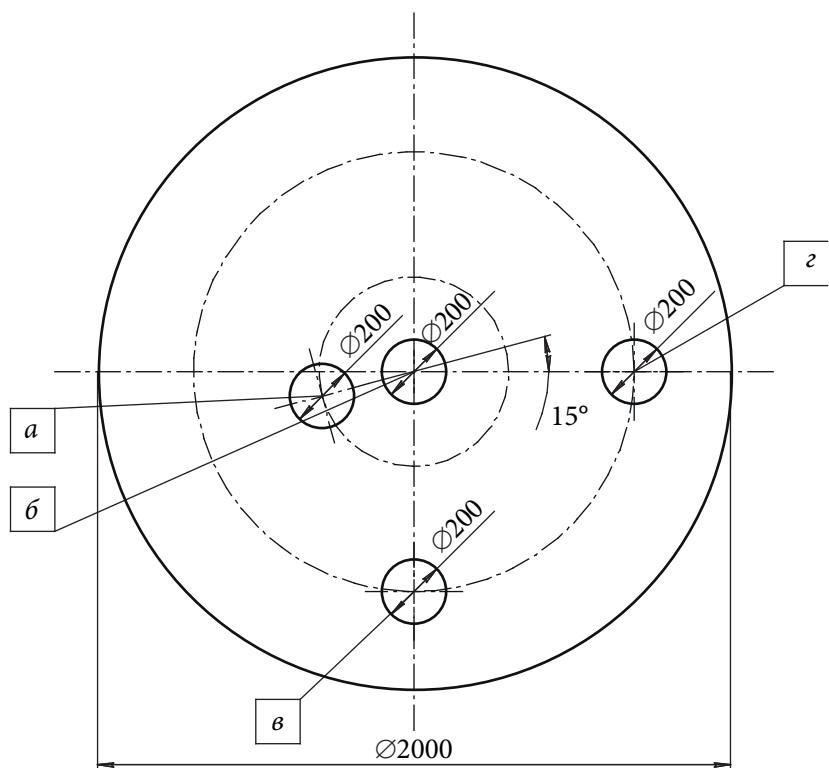


Рис. 4.3. Плоская крышка, ослабленная отверстиями

Обечайка и крышка соединены двухсторонним угловым сварным швом. Сварку цилиндрической обечайки и деталей крышки можно выполнить стыковым двухсторонним швом. Для двухсторонних стыковых швов с объемом контроля качества от 10 до 50 % от общей длины, согласно табл. Д.1 прил. Д ГОСТ 34233.1–2017, коэффициент прочности сварного шва ϕ составляет 0,9 [7, с. 27]. Хотя для расчета нам эта величина не потребуется, отметим, что для угловых швов с аналогичным объемом контроля качества коэффициент прочности сварного шва ϕ составляет 0,8 [Там же].

Расчет на прочность. Для определения коэффициента, учитывающего схему опирания крышки, нам необходимо знать отношение

толщин стенок обечайки и крышки. Поскольку обе эти величины по исходным данным неизвестны, рассчитаем их обе. Толщину стенки цилиндрической обечайки рассчитаем по п. 5.3.1 ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 8]:

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p}, \quad (4.27)$$

$$s_p = \frac{0,1 \cdot 2000}{2 \cdot 177 \cdot 0,9 - 0,1} = 0,6 \text{ мм},$$

$$s \geq s_p + c = 0,6 + 1 = 1,6 \text{ мм}.$$

Примем исполнительную толщину стенки 2 мм по «ходовым» размерам листового проката. Рассчитаем допустимое внутреннее давление на цилиндрическую обечайку с принятой исполнительной толщиной стенки:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(s-c)}{D + (s-c)}, \quad (4.28)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 177 \cdot 0,9 \cdot (2-1)}{2000 + (2-1)} = 0,16 \text{ МПа},$$

$$p = 0,1 \text{ МПа} < [p] = 0,16 \text{ МПа},$$

$$\frac{s-c}{D} = \frac{2-1}{2000} = 0,0005 \leq 0,1.$$

Таким образом, условия прочности и тонкостенности для цилиндрической обечайки с принятой исполнительной толщиной стенки выполняются.

Толщину стенки плоской крышки рассчитаем по уравнению [Там же, с. 24]

$$s_{lp} = KK_o D_p \sqrt{\frac{p}{\varphi[\sigma]}}, \quad (4.29)$$

где K — коэффициент, учитывающий конструкцию узла опирания крышки; K_o — коэффициент, учитывающий ослабление крышки отверстиями; D_p — расчетный диаметр крышки.

Коэффициент, учитывающий конструкцию узла опирания, и методику расчета диаметра крышки выбирают по табл. 4 ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 24, 25]. Для наших исходных данных расчетный диаметр крышки равен внутреннему диаметру присоединенной обечайки, т. е. 2000 мм. Коэффициент, учитывающий конструкцию узла опирания, для заданного типа соединения крышки и обечайки двусторонним угловым сварным швом зависит от отношения толщин стенок обечайки и плоской крышки:

$$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5 \rightarrow K = 0,41, \quad (4.30)$$

$$\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5 \rightarrow K = 0,38. \quad (4.31)$$

На данный момент мы не знаем толщины плоской крышки, поэтому предварительно зададимся значением K , равным 0,41, а в случае если условие (4.30) не будет выполняться, скорректируем расчет.

Коэффициент ослабления крышки отверстиями для нескольких отверстий вычисляют следующим образом [Там же, с. 26]:

$$K_i = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\sum d_i}{D_p}\right)^3}{1 + \left(\frac{\sum d_i}{D_p}\right)}}, \quad (4.32)$$

где d_i — длины, отсекаемые отверстиями от диаметра крышки в наиболее ослабленном радиальном сечении, м.

Поскольку крышка работает на сферический изгиб, наибольшие напряжения возникают в ее радиальных сечениях. Отверстия ослабляют радиальные сечения за счет снижения их площадей. Причем совершенно не обязательно, чтобы наиболее ослабленное радиальное сечение проходило через центры попадающих в него

отверстий. На рис. 4.4 представлена схема наиболее ослабленных радиальных сечений крышки. Из сечения I–I отверстия *в* и *г* отсекают по 200 мм каждое, отверстие *а* — по 126 мм. Из сечения II–II отверстия *б* и *в* отсекают по 200 мм каждое. Таким образом, наиболее ослабленным является сечение I–I, коэффициент ослабления равен

$$K_o = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\sum 200 + 200 + 126}{2000} \right)^3}{1 + \left(\frac{\sum 200 + 200 + 126}{2000} \right)}} = \sqrt{\frac{1 + 0,018}{1 + 0,263}} = 0,898.$$

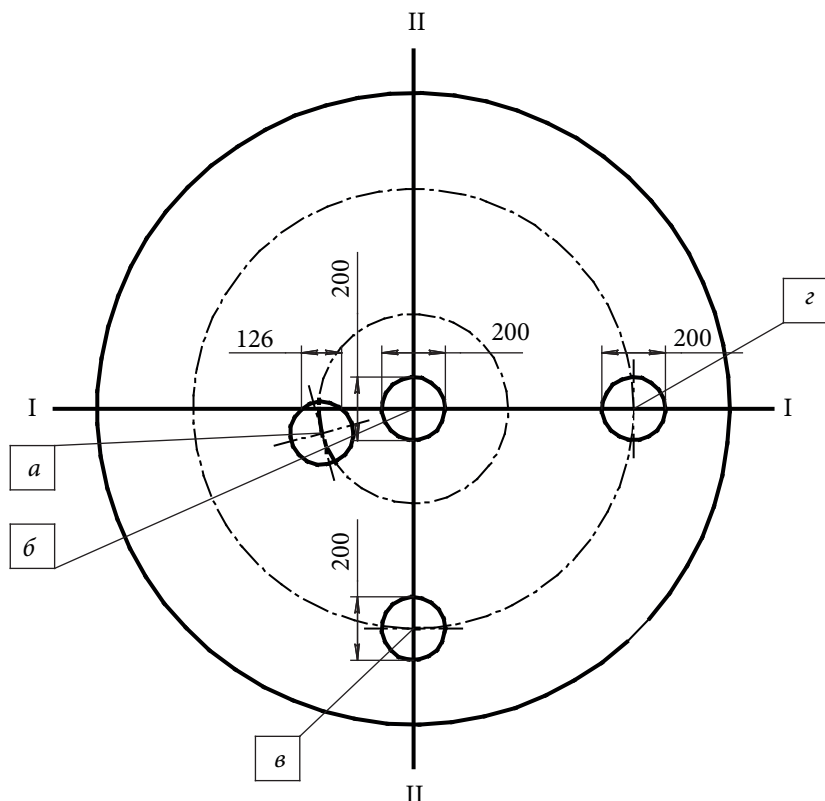


Рис. 4.4. Схема наиболее ослабленных радиальных сечений крышки

Рассчитаем толщину стенки плоской крышки по уравнению (4.23):

$$s_{ip} = 0,41 \cdot 0,898 \cdot 2000 \sqrt{\frac{0,1}{0,9 \cdot 177}} = 18,4,$$

$$s_1 \geq s_{ip} + c = 18,4 + 1 = 19,4 \text{ мм.}$$

Принимаем исполнительную толщину стенки 20 мм по ходовым размерам листового проката. Проверим наше предположение, что условие (4.24) выполняется:

$$\frac{s - c}{s_1 - c} = \frac{2 - 1}{20 - 1} = 0,05 < 0,5.$$

Условие выполняется.

Рассчитаем допустимое давление на плоскую крышку при принятой исполнительной толщине стенки [8, с. 26]:

$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{KK_o D_p} \right)^2 [\sigma] \varphi, \quad (4.33)$$

$$[p] = \left(\frac{20 - 1}{0,41 \cdot 0,898 \cdot 2000} \right)^2 177 \cdot 0,9 = 0,106 \text{ МПа,}$$

$$p = 0,1 \text{ МПа} < [p] = 0,106 \text{ МПа,}$$

Условие прочности крышки для принятой исполнительной толщины стенки выполняется.

Рассматривая физические основы нормативного расчета на прочность тонких пластин, мы говорили, что толщина пластины должна быть намного меньше других ее размеров. Для плоских крышек количественно условие тонкостенности выражается в следующем виде [Там же, с. 23]:

$$\frac{s_1 - c}{D_p} \leq 0,11, \quad (4.34)$$

$$\frac{20 - 1}{2000} = 0,01 \leq 0,11.$$

Условие тонкостенности для крышки принятой исполнительной толщины выполняется.

В нашем случае по результатам расчетов толщина плоской крышки в десять раз больше толщины присоединенной к ней цилиндрической обечайки. Такая ситуация, вообще говоря, типична. В связи с этим плоские днища и крышки в конструкторской практике, как правило, делают более тонкими, но подкрепляют ребрами жесткости.

Нормативные методики ГОСТ 34233.2–2017 предусматривают расчет на прочность плоских днищ и крышек, подкрепленных только радиальными ребрами жесткости. При этом в современной конструкторской практике для плоских днищ и крышек чаще применяют продольные и поперечные ребра жесткости. И в том и в другом случае расчет подкрепленного плоского днища или крышки сводится к расчету на изгиб участка днища или крышки между ребрами жесткости и к расчету ребер жесткости на изгиб как балок с учетом увеличения их сечения, сопротивляющегося изгибу, за счет влияния участков плоского днища или крышки, расположенных под ребрами.

При использовании радиальной схемы укрепления следует руководствоваться подразд. 7.4 ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 29, 30], при использовании схемы укрепления с продольными и поперечными ребрами жесткости — методами сопротивления материалов, например, методикой, предложенной А. А. Лащинским [28, с. 429–433]. При использовании методики А. А. Лащинского автор рекомендует при расчете толщины стенки участков плоских днищ и крышек учитывать влияние сварных швов в соответствии с требованиями ГОСТ 34233.1–2017.

5. ЛОКАЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. ОСНОВЫ МОМЕНТНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Принятые условные обозначения

A	— площадь сечения, м^2
c	— прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм
E	— модуль упругости, Па
F	— сила, Н
M_0	— распределенный краевой момент (локальный распределенный меридиональный момент), $\text{Н} \cdot \text{м/м}$
p	— избыточное давление, Па (МПа)
t	— индекс кольцевого направления
U	— распределенная меридиональная сила, Н/м
u	— индекс меридионального направления
Q	— радиальная проекция распределенной меридиональной силы, Н/м
Q_0	— распределенная краевая сила (локальная распределенная поперечная сила), Н/м
R	— внутренний радиус оболочки, мм (м)
s	— толщина стенки оболочки, мм (м)
α	— полуугол раскрытия конуса
β	— коэффициент затухания краевых напряжений, $1/\text{м}$
Δ	— протяженность зоны действия локальных напряжений, м; радиальная деформация, м
μ	— коэффициент Пуассона
σ	— нормальное напряжение, Па
$[\sigma]$	— допустимое напряжение, Па
$[\sigma]_{\text{кр}}$	— допустимое краевое напряжение, Па
φ	— коэффициент прочности сварного шва

5.1. Локальные и средние напряжения, причины возникновения локальных напряжений

При выводе уравнений безмоментной теории оболочек мы говорили, что ее допущения справедливы на общей протяженности оболочек, т. е. вдали от краев, мест соединения с другими оболочками и мест приложения сосредоточенных локальных нагрузок (опорных реакций, локальных сил и изгибающих моментов, отверстий и т. п.). В местах сосредоточения локальных напряжений для корректного описания напряженного состояния элементов сосудов и аппаратов уравнений равновесия элемента и зоны может не хватать, следовательно, для корректного расчета на прочность недостаточно применения методик, представленных в ГОСТ 34233.2–2017. Следующие разделы нашего учебного пособия будут посвящены как раз расчету таких узлов, испытывающих воздействие локальных нагрузок и напряжений. В данном разделе проанализируем общую физику таких задач.

Для начала рассмотрим причины возникновения локальных напряжений. Вспомним, что наиболее простое математическое определение нормального напряжения выглядит следующим образом:

$$\sigma = \frac{F}{A}. \quad (5.1)$$

По уравнению Лапласа меридиональная и кольцевая реакции (а следовательно, меридиональное и кольцевое напряжения) связаны с главным и вторым радиусами кривизны R_1 и R_2 и с радиальной распределенной нагрузкой Z (см. подразд. 3.1):

$$\frac{U}{R_1} + \frac{T}{R_2} = -Z. \quad (5.2)$$

Кроме того, по закону Гука (см. уравнения (1.7)–(1.9)) величина нормальных напряжений зависит от физико-механических свойств материала (модуля упругости, коэффициента Пуассона). Таким образом, для того, чтобы произошло локальное изменение напряжения в том или ином сечении конструкции, необходимо наличие хотя бы одной из следующих причин:

— локального изменения внешней нагрузки (например, появление опорной реакции);

— локального изменения площади сечения конструкции (например, изменение толщины стенки или наличие отверстия в локальной зоне) или других геометрических характеристик сечения (см. подразд. 1.1);

— локального изменения главного или (и) второго радиуса кривизны оболочки (например, сопряжение цилиндрической, конической обечаек, выпуклых или плоских днищ и крышек друг с другом);

— локального изменения физико-механических свойств конструкции (например, сопряжение деталей, изготовленных из разных конструкционных материалов).

Как отмечалось ранее, в местах возникновения локальных напряжений для корректного описания напряженного состояния конструкции методов безмоментной теории оболочек часто не хватает, здесь возникают различные дополнительные реакции: меридиональные и кольцевые моменты, поперечные (радиальные) силы, дополнительные осевые силы и другие реакции.

Локальные напряжения, как понятно из их названия, действуют на ограниченной протяженности элементов сосудов и аппаратов. Причем данную протяженность возможно достаточно точно вычислить через геометрические размеры:

$$\Delta = \sqrt{Ds}, \quad (5.3)$$

где Δ — протяженность зоны действия локальных напряжений, м; D — расчетный внутренний диаметр оболочки в зоне действия локальных напряжений, м; s — толщина стенки оболочки в зоне действия локальных напряжений, м.

Уравнение (5.3) показывает, что протяженность действия локальных напряжений определяется только геометрией оболочки и не зависит от внешних или реакционных нагрузок. В некоторых случаях для определения протяженности зоны действия локальных напряжений квадратный корень из произведения внутреннего диаметра и толщины стенки умножают на какой-либо коэффициент. В дальнейшем, увидев в уравнениях квадратный корень из произведения диаметра (радиуса) элемента и его толщины стенки, мы

сразу будем понимать, что речь идет о расчете узлов, испытывающих локальные напряженные состояния.

Локальные напряжения могут существенно превышать напряжения, действующие на общей протяженности элементов сосудов и аппаратов, и приводить к разрушению конструкций. В связи с этим необходимо производить расчеты таких узлов, как места сопряжений обечаек и днищ, места размещения отверстий и опор, места соединений обечаек и днищ с фланцами, узлы кожухотрубных аппаратов.

Допустимые локальные напряжения, как правило, выше допустимых напряжений на общей протяженности оболочек. Величины допустимых локальных напряжений определяются на основе экспериментальных данных; методики расчета допустимых локальных напряжений приводятся в нормативных документах, посвященных расчету тех или иных характерных узлов сосудов и аппаратов.

5.2. Равновесие зон локальных напряжений оболочек.

Общая последовательность решения краевой задачи

Рассмотрим равновесие зоны локальных напряжений на примере сопряжения оболочек с различной кривизной меридиана. В данном случае дополнительных внешних нагрузок не возникает, но при этом из-за изменения радиусов кривизны и (или) толщины стенки конструкции реакции, возникающие в оболочке в ответ на внешнее воздействие, увеличиваются. Допущения безмоментной теории оболочек перестают выполняться в полной мере. Несмотря на то что слои тонкостенных оболочек по-прежнему не надавливают друг на друга, действием распределенных поперечных сил и меридиональных и кольцевых моментов пренебрегать уже нельзя.

Рассмотрение узла сопряжения оболочек различной кривизны как кольцевой зоны позволит, как и в случае с выводом уравнения зоны (см. 3.1.4), исключить из решения кольцевую силу и кольцевой момент и описать равновесие зоны через три реакции: меридиональную силу, меридиональный момент и кольцевую силу. При этом меридиональную силу, как и в случае с кольцевой зоной на общей протяженности оболочки, можно явно выразить через внешнюю

нагрузку (как правило, избыточное давление), методами безмоментной теории оболочек. Меридиональные момент и поперечная сила не могут быть найдены из условий равновесия элемента оболочки или кольцевой зоны (уравнений статики), т. е. узел сопряжения оболочек является классической статически неопределимой системой (см. подразд. 1.5).

В расчетной практике задачу сопряжения оболочек (или оболочки и пластины) называют краевой задачей в противовес задаче на общей протяженности оболочки. Краевую задачу решают так же, как и любую другую задачу сопротивления материалов со статически неопределимой системой. При этом меридиональный момент в месте сопряжения оболочек называют краевым моментом, а поперечную силу — краевой силой.

Общая последовательность решения краевой задачи выглядит следующим образом:

- 1) преобразуют расчетную схему задачи (рис. 5.1): конструкцию рассекают по месту сопряжения оболочек, место рассечения уравнивают взаимно компенсирующимися краевыми реакциями; направление краевых реакций принимают условно; если впоследствии одна или обе краевые реакции оказываются отрицательными, это означает, что направления выбраны ошибочно;

- 2) записывают уравнения равновесия узла сопряжения; поскольку узел сопряжения находится в равновесии, результирующие радиальные (Δ) и угловые (θ) деформации (рис. 5.2) от внешних нагрузок и краевых реакций со стороны одной оболочки должны быть равны деформациям со стороны другой оболочки;

- 3) выражают радиальные и угловые деформации через активные нагрузки и краевые реакции, решают уравнения равновесия узла сопряжения и находят краевые реакции;

- 4) по найденным значениям краевых реакций и известным значениям внешних нагрузок находят величины результирующих меридиональных и кольцевых напряжений на краях разомкнутого узла сопряжения со стороны каждой оболочки;

- 5) из найденных результирующих напряжений выбирают наибольшее (лимитирующее) и сравнивают его с допустимым краевым напряжением.

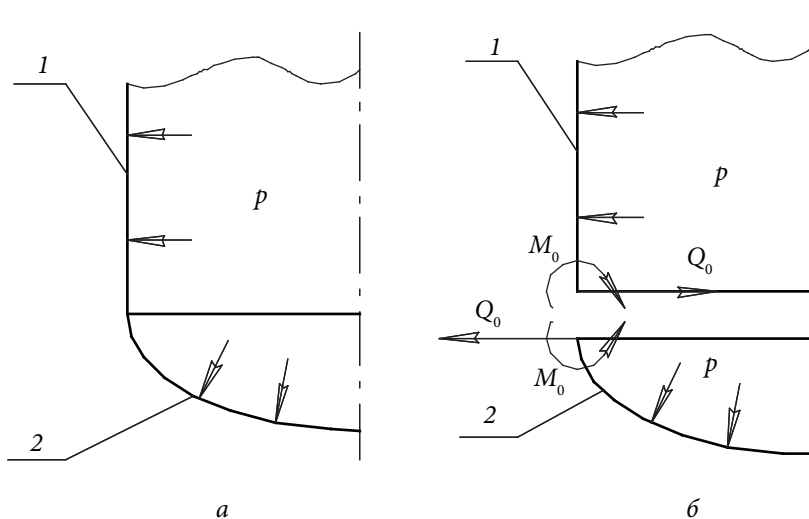


Рис. 5.1. Преобразование расчетной схемы краевой задачи:
a — исходная схема; *б* — преобразованная схема:
 1 — цилиндрическая обечайка; 2 — эллиптическое днище;
 Q_0 — распределенная краевая сила, Н/м; M_0 — распределенный краевой момент, Н · м/м; p — внутреннее избыточное давление, Па

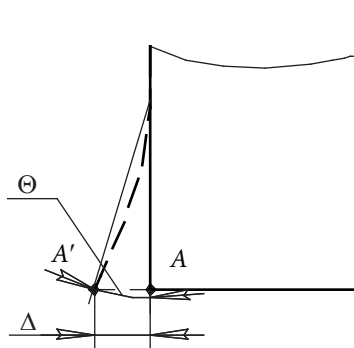


Рис. 5.2. Деформации края оболочки:
 пунктирной линией показан деформированный край оболочки; *A* — исходное положение края оболочки; *A'* — положение края деформированной оболочки;
 θ — угловая деформация; Δ — радиальная деформация, м

Более подробно с теорией напряженного состояния узлов сопряжения оболочек читатель может ознакомиться в работах В. М. Горюкова [22, с. 69–114], М. Ф. Михалева [29, с. 54–74].

5.3. Пример решения краевой задачи

ГОСТ 34233.1–2017 — 34233.12–2017 не предусматривают методик для решения краевой задачи в общем случае. Нормативная методика расчета узлов сопряжения оболочек с учетом специфики атомной промышленности представлена в прил. 3 ПНАЭ Г-7-002–86 [24, с. 226–270]. Аналогичную методику для общепромышленных сосудов и аппаратов приводит М. Ф. Михалев [25, с. 56–65]. В нашем примере будем пользоваться его методикой.

Исходные данные. Цилиндрическая обечайка с внутренним диаметром 1000 мм соединена с конической обечайкой с полууглом раскрытия конуса 45°. Внутреннее избыточное давление в аппарате 0,2 МПа, расчетная температура 100 °С. Конструкционный материал 09Г2С. Прибавка для компенсации коррозии, эрозии и минусового допуска 1,5 мм. Расчет будем производить только для рабочих условий.

Расчет допустимого напряжения и вспомогательных величин. Обечайки изготовлены из стали 09Г2С. Данный материал является распространенным в химической промышленности, и расчетные напряжения при различных температурах для него приведены в табл. А.1 прил. А ГОСТ 34233.1–2017. При 100 °С допустимое напряжение для данного материала составляет 177 МПа [7, с. 13].

Так как сталь 09Г2С является пластичным материалом, согласно методике М. Ф. Михалева допустимое краевое напряжение для данной стали при статическом нагружении составляет [29, с. 65]

$$[\sigma]_{\text{кр}} = 1,3[\sigma], \quad (5.4)$$

$$[\sigma]_{\text{кр}} = 1,3 \cdot 177 = 230 \text{ МПа.}$$

Края обечайки и днища могут быть соединены между собой двухсторонним стыковым сварным швом. Для двухсторонних сты-

ковых швов с объемом контроля качества от 10 до 50 % от общей длины, согласно табл. Д.1 прил. Д ГОСТ 34233.1–2017, коэффициент прочности сварного шва ϕ составляет 0,9 [7, с. 27].

Модуль упругости для стали 09Г2С, согласно прил. В ГОСТ 34233–2017, при температуре 100 °С составляет $1,91 \cdot 10^{11}$ Па [Там же, с. 25]. Коэффициент Пуассона для расчетов примем равным 0,3.

Расчет на прочность. До решения краевой задачи определим толщины стенок сопрягаемых элементов по ГОСТ 34233.2–2017. Расчетные толщины стенок цилиндрической и конической обечаек определим соответственно по уравнениям [8, с. 8, 34]

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\phi - p}, \quad (5.5)$$

$$s_{kp} = \frac{pD_k}{2[\sigma]\phi - p} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)}, \quad (5.6)$$

$$s_p = \frac{0,2 \cdot 1000}{2 \cdot 177 \cdot 0,9 - 0,2} = 0,62 \text{ мм},$$

$$s_p = \frac{0,2 \cdot 1000}{2 \cdot 177 \cdot 0,9 - 0,2} \cdot \frac{1}{0,707} = 0,88 \text{ мм}.$$

С учетом прибавки на компенсацию коррозии и эрозии и ходовых размеров листового проката принимаем исполнительную толщину и цилиндрической, и конической обечаек 4 мм. Рассчитаем допустимое давление на цилиндрическую и коническую обечайки соответственно по уравнениям [Там же]

$$[p] = \frac{2[\sigma]\phi(s - c)}{D + (s - c)}, \quad (5.7)$$

$$[p] = \frac{2[\sigma]\phi(s_k - c)}{\frac{D_k}{\cos(\alpha)} + (s_k - c)}, \quad (5.8)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 177 \cdot 0,9 \cdot (4 - 1,5)}{1000 + (4 - 1,5)} = 0,79 \text{ МПа},$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 177 \cdot 0,9 \cdot (4 - 1,5)}{\frac{1000}{0,707} + (4 - 1,5)} = 0,56 \text{ МПа}.$$

Результаты расчетов показывают, что допустимое внутреннее избыточное давление на цилиндрическую обечайку составляет 0,79 МПа, на коническую обечайку — 0,56 МПа. Оба расчетных допустимых давления выше расчетного 0,2 МПа. Принимаем окончательно исполнительные толщины стенок цилиндрической и конической обечаек 4 мм.

Перейдем к решению краевой задачи. Преобразуем узел сопряжения цилиндрической и конической обечаек в разомкнутую расчетную схему (рис. 5.3). На рис. 5.3 помимо давления и краевых реакций на краю конической обечайки обозначена радиальная сила Q . Данная сила является радиальной проекцией меридиональной силы, действующей на краю конической обечайки (рис. 5.4). Данная сила, как видно из ее определения, возникает только тогда, когда меридиан оболочки в месте сопряжения не параллелен оси симметрии конструкции, т. е. появление такой силы в узле сопряжения характерно для конических обечаек и сферических днищ (за исключением полусферических). Направление данной силы принимают противоположным краевой силе на краю оболочки.

Уравнения для расчета радиальных составляющих меридиональной силы приводит М. Ф. Михалев в своей работе в табл. 1.26 [29, с. 58–63]. Для конической обечайки данную силу рассчитывают по уравнению

$$Q = \frac{pR}{2} \operatorname{tg}(\alpha), \quad (5.9)$$

где R — внутренний радиус оболочки, м.

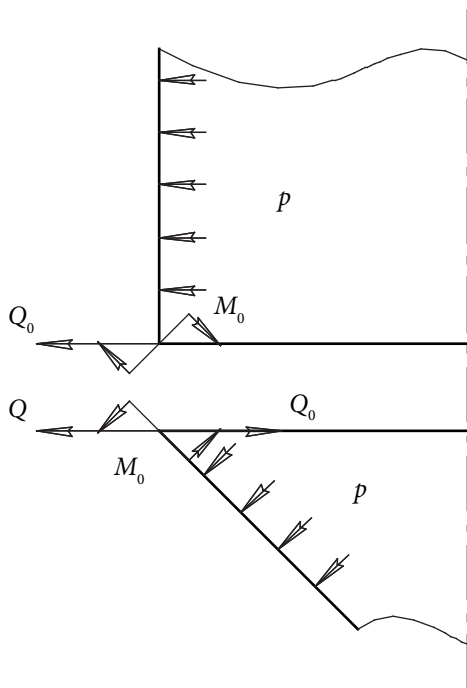


Рис. 5.3. Расчетная схема задачи

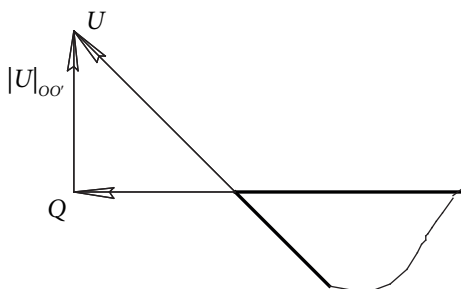


Рис. 5.4. Радиальная проекция меридиональной силы на край конической оболочки:

U — меридиональная сила, Н/м; $|U|_{oo'}$ — проекция меридиональной силы на ось симметрии оболочки, Н/м; Q — радиальная проекция меридиональной силы, Н/м

В нашем случае

$$Q = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,5}{2} \cdot 1 = 50\,000 \text{ Н/м.}$$

Для дальнейшего расчета нам также потребуется вычислить коэффициенты затухания β краевых напряжений для наших цилиндрической и конической оболочек [29, с. 58–63]:

$$\beta_{\text{ц}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s-c)}}, \quad (5.10)$$

$$\beta_{\text{к}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s-c)/\cos(\alpha)}}, \quad (5.11)$$

$$\beta_{\text{ц}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-0,3^2)}}{\sqrt{0,5(0,004-0,0015)}} = 36,71 \text{ 1/м,}$$

$$\beta_{\text{к}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{0,5(0,008-0,0015)/0,707}} = 30,60 \text{ 1/м,}$$

где ц, к — индексы деформаций цилиндрической и конической обечаек соответственно.

Результаты расчетов показывают, что напряжения, вызванные краевыми силой и моментом, затухают вдоль меридиана цилиндрической оболочки в 36,71 раза на длине 1 м, на конической оболочке — в 30,60 раза на длине 1 м. Зная значение коэффициента затухания, рассчитаем точную фактическую ширину краевой зоны по каждой оболочке [Там же, с. 57]:

$$x = \frac{\pi}{2,5\beta}, \quad (5.12)$$

где x — ширина краевой зоны, м.

$$x_{\text{ц}} = \frac{\pi}{2,5 \cdot 36,71} = 0,034 \text{ м} = 34 \text{ мм},$$

$$x_{\text{к}} = \frac{\pi}{2,5 \cdot 30,60} = 0,041 \text{ м} = 41 \text{ мм}.$$

Запишем уравнения равновесия узла сопряжения оболочек. В левых частях уравнений будем приводить деформации со стороны цилиндрической оболочки, в правой части уравнения — со стороны конической оболочки. При этом будем руководствоваться правилом знаков, предложенным М. Ф. Михалевым: будем считать положительными радиальные деформации, если они смещают край оболочки от оси симметрии, а также угловые деформации — если они стремятся повернуть край оболочки по часовой стрелке [29, с. 56].

Для принятой нами схемы уравнения равновесия узла сопряжения (уравнения совместности деформаций) выглядят следующим образом:

$$\Delta_{\text{ц}}^p + \Delta_{\text{ц}}^{Q_0} + \Delta_{\text{ц}}^{M_0} = \Delta_{\text{к}}^p - \Delta_{\text{к}}^{(Q_0-Q)} + \Delta_{\text{к}}^{M_0}, \quad (5.13)$$

$$\theta_{\text{ц}}^p + \theta_{\text{ц}}^{Q_0} + \theta_{\text{ц}}^{M_0} = -\theta_{\text{к}}^p + \theta_{\text{к}}^{(Q_0-Q)} - \theta_{\text{к}}^{M_0}, \quad (5.14)$$

где верхние индексы деформаций соответствуют нагрузкам, приводящим к данным деформациям.

Выпишем из табл. 1.26 работы М. Ф. Михалева уравнения для расчета радиальных и угловых деформаций на краях цилиндрической и конической оболочек, вызванных воздействием внутреннего избыточного давления, краевой силы и краевого момента, и приведем данные уравнения относительно известных нам величин [Там же, с. 58–63]:

$$\Delta_{\text{ц}}^p = \frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)} p, \quad (5.15)$$

$$\Delta_{\text{ц}}^{Q_0} = \frac{2\beta R^2}{E(s-c)} Q_0, \quad (5.16)$$

$$\Delta_{\text{и}}^{M_0} = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0, \quad (5.17)$$

$$\Delta_{\kappa}^p = \frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)\cos(\alpha)} p, \quad (5.18)$$

$$\Delta_{\kappa}^{(Q_0-Q)} = \frac{2\beta R^2}{E(s-c)} (Q_0 - Q), \quad (5.19)$$

$$\Delta_{\kappa}^{M_0} = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)\cos(\alpha)} M_0, \quad (5.20)$$

$$\theta_{\text{и}}^p = 0, \quad (5.21)$$

$$\theta_{\text{и}}^{Q_0} = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} Q_0, \quad (5.22)$$

$$\theta_{\text{и}}^{M_0} = \frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)} M_0, \quad (5.23)$$

$$\theta_{\text{и}}^p = \frac{3R \cdot \sin(\alpha)}{2E(s-c)\cos^2(\alpha)} p, \quad (5.24)$$

$$\theta_{\text{и}}^{(Q_0-Q)} = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)\cos(\alpha)} (Q_0 - Q), \quad (5.25)$$

$$\theta_{\text{и}}^{M_0} = \frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)\cos^2(\alpha)} M_0, \quad (5.26)$$

$$\Delta_{\text{и}}^p = \frac{(2-0,3)0,5^2}{2 \cdot 1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015)} 0,2 \cdot 10^6 = 8,9 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

$$\Delta_{\text{и}}^{Q_0} = \frac{2 \cdot 36,71 \cdot 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015)} Q_0 = 3,84 \cdot 10^{-8} \cdot Q_0 \text{ м},$$

$$\Delta_{\text{и}}^{M_0} = \frac{2 \cdot 36,71^2 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015)} M_0 = 1,41 \cdot 10^{-6} \cdot M_0 \text{ м},$$

$$\Delta_{\text{к}}^p = \frac{(2 - 0,3) 0,5^2}{2 \cdot 1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015) \cdot 0,707} 0,2 \cdot 10^6 = 1,26 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

$$\Delta_{\text{к}}^{(Q_0 - Q)} = \frac{2 \cdot 30,6 \cdot 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015)} (Q_0 - 5 \cdot 10^4) = 3,20 \cdot 10^{-8} Q_0 - 1,60 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$\Delta_{\text{к}}^{M_0} = \frac{2 \cdot 30,6 \cdot 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015) \cdot 0,707} M_0 = 4,53 \cdot 10^{-8} \cdot M_0 \text{ м},$$

$$\theta_{\text{и}}^p = 0,$$

$$\theta_{\text{и}}^{Q_0} = \frac{2 \cdot 36,71^2 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015)} Q_0 = 1,41 \cdot 10^{-6} \cdot Q_0,$$

$$\theta_{\text{и}}^{M_0} = \frac{4 \cdot 36,71^3 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015)} M_0 = 1,04 \cdot 10^{-4} \cdot M_0,$$

$$\theta_{\text{к}}^p = \frac{3 \cdot 0,5 \cdot 0,707}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015) 0,707^2} 0,2 \cdot 10^6 = 8,89 \cdot 10^{-4},$$

$$\theta_{\text{к}}^{(Q_0 - Q)} = \frac{2 \cdot 30,6^2 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015) \cdot 0,707} (Q_0 - 5 \cdot 10^4) = 1,39 \cdot 10^{-6} Q_0 - 0,069,$$

$$\theta_{\text{к}}^{M_0} = \frac{4 \cdot 30,6^3 0,5^2}{1,91 \cdot 10^{11} (0,004 - 0,0015) \cdot 0,707^2} M_0 = 1,20 \cdot 10^{-4} \cdot M_0.$$

После подстановки результатов вычислений по уравнениям (5.15)–(5.26) и приведения подобных уравнения (5.13), (5.14) принимают достаточно простой вид:

$$156\,000 + 7,04Q_0 + 136M_0 = 0, \quad (5.27)$$

$$70\,000 + 0,02Q_0 + 224M_0 = 0. \quad (5.28)$$

В результате совместного решения уравнений (5.27), (5.28) получим

$$Q_0 = -16\,145 \text{ Н/м},$$

$$M_0 = -311 \text{ Н} \cdot \text{м/м}.$$

По результатам расчетов и краевая сила, и краевой момент получились отрицательными. Это говорит о том, что при составлении расчетной схемы мы ошиблись с их направлениями.

Теперь мы знаем все нагрузки и реакции, действующие на узел сопряжения оболочек, и можем определить напряжения, к которым они приводят. Кольцевые и меридиональные напряжения, возникающие в цилиндрической и конической обечайках, мы можем определить по уже известным нам уравнениям безмоментной теории оболочек. Уравнения для расчета напряжений, вызванные краевыми реакциями, примем по табл. 1.26 работы М. Ф. Михалева [29, с. 58–63]:

$$\sigma_{U\text{ц}}^p = \frac{pR}{2(s-c)}, \quad (5.29)$$

$$\sigma_{T\text{ц}}^p = \frac{pR}{(s-c)}, \quad (5.30)$$

$$\sigma_{U\text{ц}}^{Q_0} = 0, \quad (5.31)$$

$$\sigma_{T\text{ц}}^{Q_0} = \frac{2\beta R}{(s-c)} Q_0, \quad (5.32)$$

$$\sigma_{U_{\text{ц}}}^{M_0} = \pm \frac{6M_0}{(s-c)^2}, \quad (5.33)$$

$$\sigma_{T_{\text{ц}}}^{M_0} = \frac{2\beta^2 RM_0}{(s-c)} \pm \frac{6\mu M_0}{(s-c)^2}, \quad (5.34)$$

$$\sigma_{U_{\text{к}}}^p = \frac{pR}{2(s-c)\cos(\alpha)}, \quad (5.35)$$

$$\sigma_{T_{\text{к}}}^p = \frac{pR}{(s-c)\cos(\alpha)}, \quad (5.36)$$

$$\sigma_{U_{\text{к}}}^{Q_0} = \frac{\sin(\alpha)}{(s-c)}(Q_0 - Q), \quad (5.37)$$

$$\sigma_{T_{\text{к}}}^{Q_0} = \frac{2\beta R}{(s-c)}(Q_0 - Q), \quad (5.38)$$

$$\sigma_{U_{\text{к}}}^{M_0} = \pm \frac{6M_0}{(s-c)^2}, \quad (5.39)$$

$$\sigma_{T_{\text{к}}}^{M_0} = \frac{2\beta^2 RM_0}{(s-c)\cos(\alpha)} \pm \frac{6\mu M_0}{(s-c)^2}. \quad (5.40)$$

Знак «плюс-минус» в уравнениях (5.33), (5.34), (5.39) и (5.40) объясняется тем, что при изгибе внутренние слои испытывают сжатие, а наружные — растяжение (см. подразд. 2.2). При расчете краевых напряжений мы будем принимать знак таким образом, чтобы учесть наиболее опасное напряженное состояние оболочек.

Рассчитаем напряжения в краевой зоне:

$$\sigma_{U_{\text{ц}}}^p = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,5}{2(0,004 - 0,0015)} = 20 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{T_{\text{II}}}^p = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,5}{(0,004 - 0,0015)} = 40 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{U_{\text{II}}}^{Q_0} = 0,$$

$$\sigma_{T_{\text{II}}}^{Q_0} = -\frac{2 \cdot 36,71 \cdot 0,5}{(0,004 - 0,0015)} 16\,145 = -237 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{U_{\text{II}}}^{M_0} = -\frac{6 \cdot 311}{(0,004 - 0,0015)^2} = -299 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{T_{\text{II}}}^{M_0} = -\frac{2 \cdot 36,71^2 \cdot 0,5 \cdot 311}{(0,004 - 0,0015)} - \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 311}{(0,004 - 0,0015)^2} = -257 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{U_{\text{K}}}^p = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,5}{2(0,004 - 0,0015) \cdot 0,707} = 28 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{T_{\text{K}}}^p = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,5}{(0,004 - 0,0015) \cdot 0,707} = 56 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{U_{\text{K}}}^{Q_0} = \frac{0,707}{(0,004 - 0,0015)} (16\,145 - 50\,000) = -10 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{T_{\text{K}}}^{Q_0} = \frac{2 \cdot 30,6 \cdot 0,5}{(0,004 - 0,0015)} (16\,145 - 50\,000) = -414 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{U_{\text{K}}}^{M_0} = -\frac{6 \cdot 311}{(0,004 - 0,0015)^2} = -299 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{T_{\text{K}}}^{M_0} = -\frac{2 \cdot 30,6^2 \cdot 0,5 \cdot 311}{(0,004 - 0,0015) \cdot 0,707} - \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 311}{(0,004 - 0,0015)^2} = -254 \text{ МПа}.$$

Рассчитаем результирующие меридиональные и кольцевые напряжения на краях цилиндрической и конической обечаек с учетом знаков напряжений, полученных по уравнениям (5.29)–(5.40) [29, с. 57]:

$$\sigma_{U\text{ц}} = \sigma_{U\text{ц}}^p + \sigma_{U\text{ц}}^{Q_0} + \sigma_{U\text{ц}}^{M_0}, \quad (5.41)$$

$$\sigma_{T\text{ц}} = \sigma_{T\text{ц}}^p + \sigma_{T\text{ц}}^{Q_0} + \sigma_{T\text{ц}}^{M_0}, \quad (5.42)$$

$$\sigma_{U\text{к}} = \sigma_{U\text{к}}^p + \sigma_{U\text{к}}^{Q_0} + \sigma_{U\text{к}}^{M_0}, \quad (5.43)$$

$$\sigma_{T\text{к}} = \sigma_{T\text{к}}^p + \sigma_{T\text{к}}^{Q_0} + \sigma_{T\text{к}}^{M_0}. \quad (5.44)$$

По уравнениям (5.41)–(5.48) получим

$$\sigma_{U\text{ц}} = 20 + 0 - 299 = -279 \text{ МПа}, \quad (5.45)$$

$$\sigma_{T\text{ц}} = 40 - 237 - 257 = -454 \text{ МПа}, \quad (5.46)$$

$$\sigma_{U\text{к}} = 28 - 10 - 299 = -281 \text{ МПа}, \quad (5.47)$$

$$\sigma_{T\text{к}} = 56 - 414 - 254 = -612 \text{ МПа}. \quad (5.48)$$

Все результирующие напряжения в краевой зоне превышают допустимые, т. е. прочность узла не обеспечивается. В особенности высоки кольцевые напряжения, на краю цилиндрической обечайки данные напряжения превышают допустимые в 2 раза, на краю конической обечайки — в 2,7 раза.

Для обеспечения прочности необходимо провести укрепление узла сопряжения. Для этого увеличим толщину стенок обечаек в краевой зоне. Результаты расчетов по уравнениям (5.29)–(5.40) показывают, что наибольшие величины имеют напряжения, вызванные краевыми реакциями. При этом напряжения, вызванные краевой силой, обратно пропорциональны толщине стенки обечайки; напряжения, вызванные краевыми моментами, — квадрату толщины

стенки. Максимальные расчетные напряжения близки по величине к допустимым, в связи с этим предлагается увеличить исполнительную толщину стенок обечаек в краевой зоне в два раза — с 4 до 8 мм.

Определим размеры краевой зоны для увеличенных толщин стенок обечаек по уравнениям (5.10)–(5.12):

$$\beta_{\text{ц}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-0,3^2)}}{\sqrt{0,5(0,008-0,0015)}} = 22,54 \text{ 1/м},$$

$$\beta_{\text{к}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-0,3^2)}}{\sqrt{0,5(0,008-0,0015)}/0,707} = 18,90 \text{ 1/м}.$$

$$x_{\text{ц}} = \frac{\pi}{2,5 \cdot 22,54} = 0,056 \text{ м} = 56 \text{ мм},$$

$$x_{\text{к}} = \frac{\pi}{2,5 \cdot 18,91} = 0,066 \text{ м} = 66 \text{ мм}.$$

Принимаем для участка укрепления меридиональную протяженность вдоль цилиндрической обечайки 60 мм, вдоль конической обечайки — 70 мм. Результаты расчетов по уравнениям (5.13)–(5.44) для увеличенных толщин стенок цилиндрической и конической обечаек в узле сопряжения представлены в табл. 5.1–5.4.

Результаты расчетов показывают, что в укрепленном узле сопряжения лимитирующим является кольцевое напряжение на краю конической обечайки. Величина данного напряжения 167 МПа, что меньше допустимого краевого напряжения 230 МПа. Запас прочности по напряжению в укрепленной краевой зоне 38 %. Напряжения, вызванные краевыми реакциями, превышают напряжения, вызванные внешними нагрузками (давлением), в 5,86 раза.

Таблица 5.1

**Результаты расчета радиальных
и угловых деформаций в узле сопряжения**

Нагрузка	Деформации на краю цилиндрической обечайки		Деформации на краю конической обечайки	
	радиальные, м	угловые	радиальные, м	угловые
Давление p	$8,9 \cdot 10^{-5}$	0	$4,84 \cdot 10^{-5}$	$3,42 \cdot 10^{-4}$
Краевая сила Q_0	$9,09 \cdot 10^{-9} \cdot Q_0$	$2,05 \cdot 10^{-7} \cdot Q_0$	$7,61 \cdot 10^{-9} \cdot Q_0 - 3,81 \cdot 10^{-4}$	$2,03 \cdot 10^{-7} \cdot Q_0 - 0,010$
Краевой момент M_0	$2,05 \cdot 10^{-7} \cdot M_0$	$9,22 \cdot 10^{-6} \cdot M_0$	$1,08 \cdot 10^{-8} \cdot M_0$	$1,09 \cdot 10^{-5} \cdot M_0$

Таблица 5.2

Результаты расчета краевых реакций

Краевая сила Q_0 , Н/м	5608
Краевой момент M_0 , Н · м/м	-498

Таблица 5.3

Результаты расчета краевых напряжений

$\sigma_{U\pi}^p$, МПа	8
$\sigma_{T\pi}^p$, МПа	16
$\sigma_{U\pi}^{Q_0}$, МПа	0
$\sigma_{T\pi}^{Q_0}$, МПа	19
$\sigma_{U\pi}^{M_0}$, МПа	-71
$\sigma_{T\pi}^{M_0}$, МПа	-60
$\sigma_{U\kappa}^p$, МПа	11
$\sigma_{T\kappa}^p$, МПа	22
$\sigma_{U\kappa}^{Q_0}$, МПа	-5
$\sigma_{T\kappa}^{Q_0}$, МПа	-129
$\sigma_{U\kappa}^{M_0}$, МПа	-71
$\sigma_{T\kappa}^{M_0}$, МПа	-60

Таблица 5.4

Результаты расчета результирующих краевых напряжений

$\sigma_{\text{вн}}, \text{МПа}$	-63
$\sigma_{\text{тн}}, \text{МПа}$	-25
$\sigma_{\text{вн}}, \text{МПа}$	-65
$\sigma_{\text{тн}}, \text{МПа}$	-167

Как показывает пример расчета краевой задачи, краевые реакции и вызванные ими напряжения могут приводить к разрушению конструкций даже при некотором запасе прочности по внешним нагрузкам. Следует заметить, что хотя ГОСТ 34233.1–2017 — 34233.12–2017 и не предусматривают методик прямого решения краевой задачи, многие представленные в них нормативные методики основаны на применении моментных методов.

Что же касается конструкторских решений по укреплению узлов сопряжения оболочек, необходимо отметить, что ГОСТ 34233.2–2017 предусматривает нормативный расчет конических обечаек, подкрепленных в краевых зонах тороидальными переходами или кольцами жесткости, а для не подкрепленных конических обечаек предусматривает особый порядок расчета толщины стенки в переходных зонах.

6. УКРЕПЛЕНИЕ ОТВЕРСТИЙ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ОБЕЧАЙКАХ И ВЫПУКЛЫХ ДНИЩАХ

Принятые условные обозначения

- A — площадь сечения, м^2
- b — минимальное расстояние между наружными поверхностями двух соседних штуцеров по поверхности несущего элемента, мм (м)
- D_p — расчетный диаметр несущего отверстие элемента, мм (м)
- d — внутренний диаметр штуцера, мм (м)
- d_p — расчетный диаметр отверстия, мм (м)
- d_o — расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления, при избыточной толщине стенки несущего элемента, мм (м)
- $d_{\text{ор}}$ — расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления, при отсутствии избыточной толщины стенки несущего элемента, мм (м)
- c — прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм
- L_o — ширина зоны укрепления отверстия, мм (м)
- l — длина пропущенной или наружной части штуцера, мм (м); ширина укрепляющего кольца вдоль образующей несущего отверстие элемента, мм (м)
- p — избыточное давление, Па
- $[p]$ — допустимое избыточное давление, Па
- s — толщина стенки, мм (м); коэффициент для элементов штуцеров
- V — коэффициент снижения прочности стенки несущего элемента
- σ — нормальное напряжение, Па
- $[\sigma]$ — допустимое напряжение, Па

- φ — коэффициент прочности сварного шва
- χ — отношение допустимых напряжений
- р — индекс для расчетных размеров
- 1 — индекс для размеров внешней части штуцера
- 2 — индекс для размеров укрепляющего кольца
- 3 — индекс для размеров пропущенной (внутренней) части штуцера

6.1. Физические основы нормативной методики укрепления отверстий

Как отмечалось в подразд. 5.1, отверстия приводят к возникновению локальных напряжений на элементах сосудов и аппаратов. При отсутствии внешних нагрузок на штуцер возникновение таких локальных напряжений связано только со снижением площади сечения несущего элемента в зоне отверстия (см. подразд. 5.1 и уравнение (5.1)).

Рассмотрим напряженное состояние элемента, несущего отверстие. Для наглядности, прежде чем переходить к оболочке, рассмотрим полосу, испытывающую растяжение, ослабленную одиночным отверстием (рис. 6.1). В сечении, удаленном от отверстия, напряжение в полосе (несущем элементе) будет составлять

$$\sigma_{I-I} = \frac{F}{sh}, \quad (6.1)$$

где F — растягивающая сила, Н; s — толщина пластины, м; h — ширина пластины, м.

В сечении, проходящем через центр отверстия, напряжение возрастет до величины

$$\sigma_{II-II} = \frac{F}{s(h-d)}, \quad (6.2)$$

где d — диаметр отверстия, м.

По мере движения от центра отверстия площадь сопротивления растягивающей силе будет увеличиваться и напряжения растяжения будут снижаться.

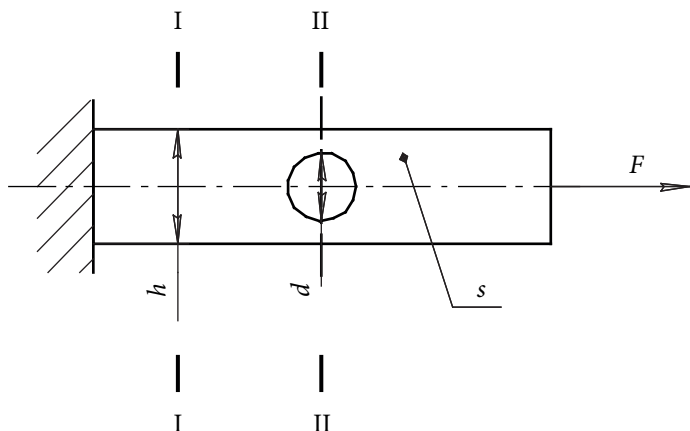


Рис. 6.1. Растяжение полосы, ослабленной отверстием:

F — растягивающая сила, Н; d — диаметр отверстия, м;

h — ширина полосы, м; s — толщина полосы, м

Перейдем от полосы к цилиндрической обечайке. Свернем нашу полосу вдоль ее длины в цилиндрическую оболочку. Чтобы оболочка продолжила испытывать растяжение, нагрузим ее внутренним избыточным давлением. Очевидно, что меридиональные и кольцевые сечения, проходящие вблизи краев отверстия, так же как и в случае с растяжением полосы, будут ослаблены за счет снижения площади сечения, сопротивляющегося воздействию внутреннего избыточного давления, а по мере удаления от краев отверстия напряжения будут снижаться (рис. 6.2). То есть в данном случае мы имеем дело с локальными напряжениями и можем точно рассчитать ширину зоны данных Δ напряжений с учетом прибавки на коррозию и эрозию (см. уравнение (5.3)):

$$\Delta = \sqrt{D_p (s - c)}. \quad (6.3)$$

На рассчитанном нами расстоянии Δ локальные напряжения σ_o , вызванные отверстием, полностью выравниваются до средних по обечайке напряжений σ_{cp} , вызванных нагрузками, действующи-

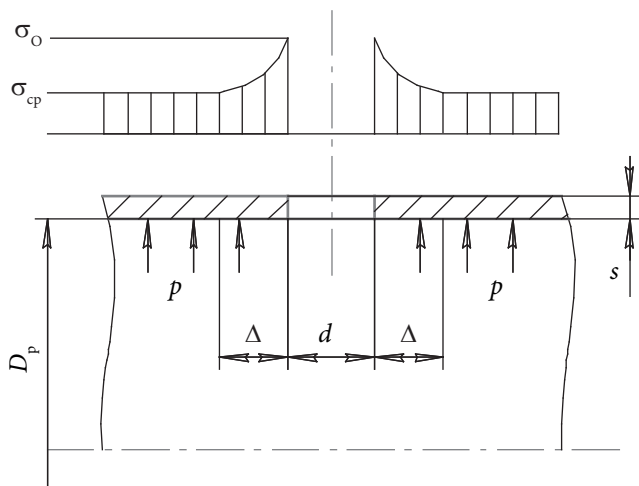


Рис. 6.2. Локальные напряжения вблизи края отверстия:
 Δ — ширина зоны локальных напряжений; σ_o — локальные напряжения на краю отверстия, Па; d — диаметр отверстия, м; D_p — расчетный диаметр несущей оболочки, м; σ_p — средние напряжения на общей протяженности оболочки, Па; p — избыточное давление, Па; s — толщина стенки оболочки, м

ми на общей протяженности оболочки, такими, как избыточное давление, осевые силы, изгибающие моменты (см. подразд. 2.2).

Существует два общих принципа укрепления отверстий в обечайках и выпуклых днищах (т.е. в оболочках). Первый — индивидуальное укрепление отверстий; данный принцип чисто геометрический: сколько площади сечения мы изъяли отверстием, столько же мы должны вернуть в зону действия отверстия за счет укрепляющих элементов. Второй — укрепление отверстий за счет общего увеличения толщины оболочки; данный принцип удобен в том случае, когда на оболочке расположено много отверстий и укрепление каждого из них индивидуально нецелесообразно по конструктивным и (или) технологическим соображениям.

Различают независимые (одиночные) и взаимно влияющие отверстия (рис. 6.3). Одиночными отверстия считают, если расстояние между наружными стенками их штуцеров вдоль поверхности не-

сущего элемента больше или равно сумме размеров зон локальных напряжений, вызванных данными отверстиями [9, с. 10]:

$$b \geq \sqrt{D_p^I (s^I - c^I)} + \sqrt{D_p^{II} (s^{II} - c^{II})}, \quad (6.4)$$

где верхние индексы I и II относятся к характеристикам первого и второго отверстий соответственно.

Если зоны локальных напряжений отверстий перекрываются, то такие отверстия называют взаимно влияющими. Стенку несущей оболочки между такими отверстиями называют перемычкой. Перемычка испытывает повышенные нагрузки за счет наложения локальных (краевых) напряжений, вызванных соседними отверстиями. Укрепление в таком случае происходит в два этапа:

- проводят укрепление каждого отверстия как независимого;
- проверяют прочность перемычки с учетом влияния наложенных локальных напряжений.

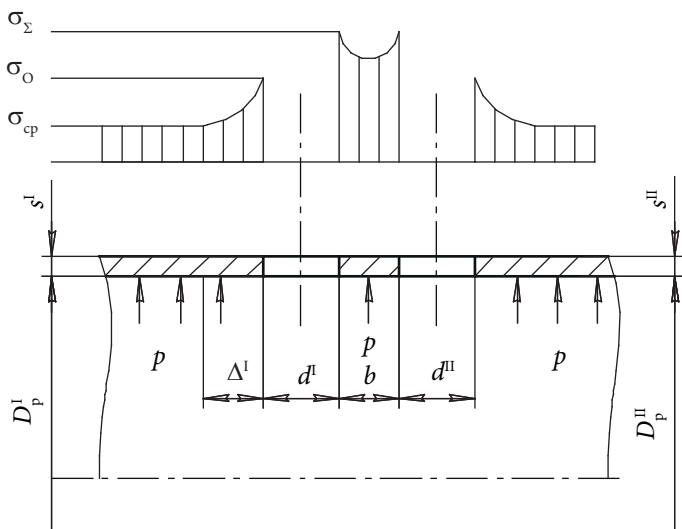


Рис. 6.3. Локальные напряжения вблизи края отверстия:
 σ_z — максимальные напряжения на перемычке, Па; b — протяженность перемычки, м; I и II — индексы, относящиеся к первому и второму отверстию соответственно

Следует отметить, что ПНАЭ Г-7-002–86, в отличие от ГОСТ 34233.3–2017, дополнительно предусматривают отдельные методики укрепления рядов и каскадов отверстий [24, с. 39, 40].

Ранее мы уже говорили, что локальное укрепление отверстий осуществляют в зоне действия локальных напряжений. Данная зона имеет протяженность не только вдоль несущего отверстие элемента, но и вдоль наружной и внутренней (пропущенной) частей штуцера, установленного в отверстие (рис. 6.4). Размеры зоны укрепления вдоль поверхности несущего отверстие элемента, наружной части штуцера и внутренней части штуцера рассчитывают соответственно по уравнениям [9, с. 9]

$$L_o = \sqrt{D_p(s-c)}, \quad (6.5)$$

$$l_{1p} = \min \left\{ l_1; 1,25\sqrt{(d+2c_s)(s_1-c_s)} \right\}, \quad (6.6)$$

$$l_{3p} = \min \left\{ l_3; 0,5\sqrt{(d+2c_s)(s_3-c_s-c_{s1})} \right\}. \quad (6.7)$$

Как показано на рис. 6.4, размеры зоны укрепления отверстия рассчитывают от наружной поверхности штуцера и от наружной или внутренней поверхностей несущего элемента. При этом если исполнительные размеры частей штуцера меньше расчетных, размеры зоны укрепления отверстия принимают по исполнительным размерам (см. уравнения (6.6) и (6.7)).

При расчете размеров зоны укрепления вдоль наружной и внутренней частей штуцера, так же как и в случае с размером вдоль поверхности несущего элемента, учитывают утонение стенки за счет коррозии и эрозии. При этом учитывают и то, что внутренняя (пропущенная) часть штуцера подвергается коррозии с обеих сторон. Проходной диаметр штуцера также принимают с учетом коррозии, т. е. для условий конца срока службы сосуда или аппарата.

При расчете необходимых площадей сечений укрепляющих элементов учитывают, что несущие элементы, как правило, имеют небольшой избыток толщины стенки за счет того, что исполнительные размеры принимают по «ходовым» размерам и большими либо

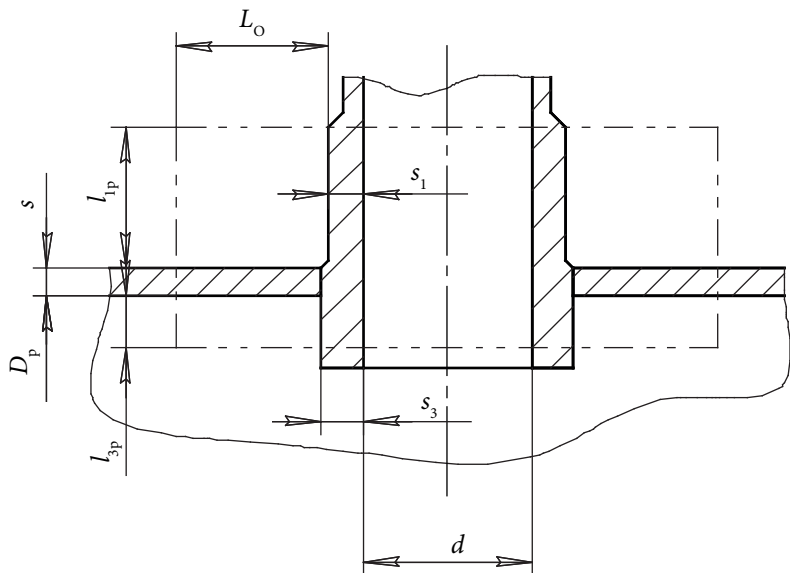


Рис. 6.4. Зона укрепления отверстия:
 границы зоны укрепления отверстия показаны штрихпунктирной линией;
 L_o , l_{1p} , l_{3p} — размеры зоны укрепления, м; s_1 , s_3 — толщины стенок наружной
 и внутренней частей штуцера соответственно, м

равными расчетным (см. уравнение (2.5)). Штуцеры же обычно изготавливают из стандартизированных труб. У стандартизированных труб толщины стенок, как правило, велики относительно их проходных диаметров по сравнению с толщинами стенок вальцованных обечаек или штампованных днищ. Поэтому штуцеры, особенно относительно малых диаметров, практически всегда имеют большой запас толщины стенки. Избыточные толщины стенок несущих отверстия элементов и штуцеров, установленных в данные отверстия, в зоне укрепления работают как укрепляющие элементы. Данный эффект учитывают при нормативном расчете укрепления отверстий.

6.2. Общая последовательность нормативного расчета по укреплению одиночных и взаимно влияющих отверстий

Нормативная методика укрепления отверстий общепромышленного оборудования изложена в ГОСТ 34233.3–2017 [14]. Следует отметить, что нормативная методика расчета укрепления отверстий оборудования атомной промышленности (ПНАЭ Г-7-002–86 [24, с. 32–44]) опирается на ту же теоретическую базу и те же принципы, что и ГОСТ 34233.3–2017. Существенным различием нормативных методик для общепромышленного оборудования и оборудования атомной промышленности является то, что ПНАЭ Г-7-002–86 предписывает учитывать площади сечений сварных швов при расчете укрепляющих элементов, а ГОСТ 34233.3–2017 влияние сварных швов учитывает только при расчете коэффициентов ослабления несущих элементов и перемычек.

Общая последовательность нормативного расчета по укреплению отверстий выглядит следующим образом:

- расчет укрепления отверстий проводят после расчета на прочность и устойчивость несущего отверстия элемента;
- определяют расчетные размеры несущего элемента и отверстия в местах расположения отверстий;
- рассчитывают размеры отверстия, не требующего дополнительного укрепления, далее расчет производят индивидуально для каждого отверстия, требующего укрепления;
- рассчитывают недостаток площади сечения для укрепления отверстия;
- определяют размеры зоны укрепления;
- рассчитывают площади сечений укреплений за счет избытков толщин стенок несущего элемента и штуцера;
- выбирают конструкцию укрепляющих элементов и рассчитывают их необходимые размеры;
- сравнивают рассчитанный ранее недостаток площади сечения для укрепления отверстия с суммой площадей сечений укрепляющих элементов и укреплений за счет избытков толщин стенок несущего элемента и штуцера в зоне действия локальных напряжений;

— для взаимно влияющих отверстий проверяют прочность перемычки.

6.3. Пример нормативного расчета по укреплению одиночного отверстия

Исходные данные. В цилиндрическую обечайку с внутренним диаметром 1000 мм нормально врезан штуцер ДУ 250, изготовленный из бесшовной трубы по ГОСТ 8734–75. Обечайка и штуцер испытывают действие внутреннего избыточного давления 0,6 МПа. По условиям монтажа обеспечено отсутствие внешних нагрузок на штуцер. Расчетная температура — 100 °С. Основной конструкционный материал — сталь 20. Прибавка на компенсацию коррозии и эрозии — 1 мм. Обечайка сварена двусторонним стыковым швом, объем контроля качества сварных швов — 50 % от общей длины. Штуцер расположен вне зоны действия краевых напряжений сварного шва обечайки.

Расчет допустимого напряжения и вспомогательных величин. Элементы аппарата изготовлены из стали 20. Данный материал является распространенным в химической промышленности, и расчетные напряжения при различных температурах для него приведены в табл. А.1 прил. А ГОСТ 34233.1–2017. При 100 °С допустимое напряжение для данного материала составляет 142 МПа [7, с. 13].

Для двухсторонних стыковых швов с объемом контроля качества от 10 до 50 % от общей длины, согласно табл. Д.1 прил. Д ГОСТ 34233.1–2017, коэффициент прочности сварного шва ϕ составляет 0,9 [Там же, с. 27].

Расчет на прочность. Так как толщина стенки несущей отверстие обечайки по исходным данным не задана, рассчитаем цилиндрическую обечайку по ГОСТ 34233.1–2017 [8, с. 8]:

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\phi - p}, \quad (6.8)$$

$$s_p = \frac{0,6 \cdot 1000}{2 \cdot 142 \cdot 0,9 - 0,6} = 2,4 \text{ мм},$$

$$s \geq s_p + c = 2,4 + 1 = 3,4 \text{ мм.}$$

Принимаем исполнительную толщину стенки 4 мм по ходовым размерам листового проката. Рассчитаем допустимое внутреннее давление на цилиндрическую обечайку с принятой исполнительной толщиной стенки:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(s-c)}{D+(s-c)}, \quad (6.9)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 142 \cdot 0,9 \cdot (4-1)}{1000 + (4-1)} = 0,76 \text{ МПа,}$$

$$p = 0,1 \text{ МПа} < [p] = 0,76 \text{ МПа,}$$

$$\frac{s-c}{D} = \frac{4-1}{1000} = 0,003 \leq 0,1.$$

Таким образом, условия прочности и тонкостенности для цилиндрической обечайки с принятой исполнительной толщиной стенки выполняются.

По исходным данным штуцер изготовлен из бесшовной трубы ДУ 250 ГОСТ 8732–78 [30, с. 3]. Наружный диаметр стальной бесшовной трубы ДУ 250 составляет 273 мм. Рассчитаем толщину стенки штуцера по ГОСТ 32388–2013 [21, с. 18]:

$$s_R = \frac{|p|D_a}{2\varphi_y[\sigma] + |p|}, \quad (6.10)$$

где s_R — расчетная толщина стенки трубопровода, м; D_a — наружный диаметр трубопровода, м; φ_y — коэффициент прочности продольного сварного шва при растяжении.

Поскольку по исходным данным штуцер изготовлен из бесшовной трубы, коэффициент прочности сварного шва для штуцера равен единице. Тогда расчетная толщина стенки штуцера составляет

$$s_R = \frac{0,6 \cdot 273}{2 \cdot 1 \cdot 142 + 0,6} = 0,58 \text{ мм.}$$

Исполнительная толщина пропущенной и наружной частей штуцера

$$s_1 = s_3 \geq s_R + c = 0,58 + 1 = 1,6 \text{ мм};$$

по сортаменту для трубы 273 ГОСТ 8732–78 предусмотрена минимальная толщина стенки 3 мм. Внутренний диаметр штуцера, изготовленного из такой трубы, составляет

$$d = D_a - 2s_1 = 273 - 2 \cdot 3 = 267 \text{ мм.}$$

Расчетный диаметр нормального отверстия (проходной диаметр штуцера) в конце срока службы аппарата по ГОСТ 34233.3–2017 [9, с. 7] равен

$$d_p = d + 2c, \quad (6.11)$$

$$d_p = 267 + 2 \cdot 1 = 269 \text{ мм.}$$

Допустимое внутреннее давление на штуцер в конце срока службы по уравнению (6.9) составит [8, с. 8]

$$[p] = \frac{2 \cdot 142 \cdot 0,9 \cdot (3 - 1)}{269 + (3 - 1)} = 1,89 \text{ МПа.}$$

Таким образом, прочность штуцера в конце срока службы аппарата при принятой исполнительной толщине стенки обеспечена.

Для дальнейших расчетов нам потребуется расчетная толщина стенки штуцера в конце срока службы аппарата. Определим данную толщину по ГОСТ 34233.3–2017 [9, с. 8]:

$$s_{1p} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]\varphi_1 - p}, \quad (6.12)$$

$$s_{1p} = \frac{0,6(267 + 2 \cdot 1)}{2 \cdot 142 \cdot 1 - 0,6} = 0,57 \text{ мм.}$$

Рассчитаем максимальный диаметр отверстия, не требующего укрепления для нашей обечайки при отсутствии и наличии избытка толщины стенки [9, с. 10]:

$$d_{Op} = 0,4\sqrt{D_p(s-c)}, \quad (6.13)$$

$$d_{Op} = 0,4\sqrt{1000(4-1)} = 21,9 \text{ мм},$$

$$d_o = 2\left(\frac{s-c}{s_p} - 0,8\right)\sqrt{D_p(s-c)}, \quad (6.14)$$

$$d_o = 2\left(\frac{4-1}{2,4} - 0,8\right)\sqrt{1000(4-1)} = 49,3 \text{ мм}.$$

Результаты расчета показывают, что наше отверстие требует дополнительного укрепления.

На рис. 6.5 представлена схема расчета площадей сечений укреплений отверстия за счет избытков толщины стенок штуцера и несущего элемента и укрепляющих элементов согласно ГОСТ 34233.3–2017. Расчет укрепления отверстий ведут для половины сечения, проходящего через ось укрепляемого отверстия. Как отмечалось ранее, принцип укрепления отверстий, лежащий в основе нормативных методик, чисто геометрический и основан на компенсации недостатка площади сечения несущего отверстие элемента.

Рассчитаем недостаток площади сечения обечайки в зоне отверстия [Там же, с. 11]:

$$A = 0,5(d_p - d_{Op})s_p, \quad (6.15)$$

$$A = 0,5(269 - 21,9)2,4 = 296,5 \text{ мм}^2.$$

Рассчитаем размеры зоны укрепления по уравнениям (6.5)–(6.7), исполнительную длину наружной части штуцера примем по АТК 24.218.06–90 [31, с. 8] равной 210 мм, исполнительную длину пропущенной части штуцера — равной 15 мм. Тогда [9, с. 9]

$$L_o = \sqrt{1000(4-1)} = 54,8 \text{ мм},$$

$$l_{1p} = \min \left\{ 210; 1,25\sqrt{(267+2)(3-1)} \right\} = 29,0 \text{ мм},$$

$$l_{3p} = \min \left\{ 15; 0,5\sqrt{(267+2)(3-1-1)} \right\} = 8,2 \text{ мм}.$$

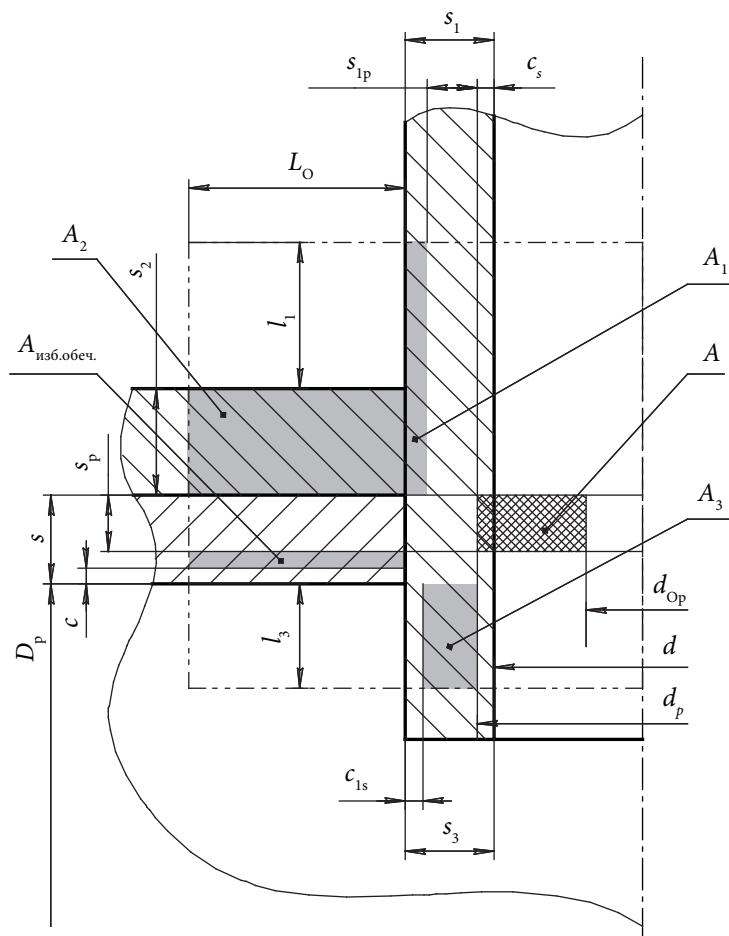


Рис. 6.5. Схема расчета укрепления одиночного отверстия

Рассчитаем укрепление отверстия за счет избытков толщин стенок наружной и пропущенной частей штуцера и обечайки. При этом будем помнить, что пропущенная часть штуцера испытывает давление и действие коррозии и с внутренней, и с наружной стороны.

$$A_1 = l_{1p} (s_1 - s_{1p} - c_s), \quad (6.16)$$

$$A_1 = 29,0 \cdot (3 - 0,57 - 1) = 41,5 \text{ мм}^2,$$

$$A_3 = l_{3p} (s_3 - c_s - c_{1s}), \quad (6.17)$$

$$A_3 = 8,2 \cdot (3 - 1 - 1) = 8,2 \text{ мм}^2,$$

$$A_{\text{изб.обеч}} = L_O (s - s_p - c), \quad (6.18)$$

$$A_{\text{изб.обеч}} = 54,8 \cdot (4 - 2,4 - 1) = 32,9 \text{ мм}^2,$$

где $A_{\text{изб.обеч}}$ — избыток площади сечения обечайки в зоне отверстия, мм².

С учетом избытков толщин стенок обечайки и штуцера недостаток площади сечения в зоне отверстия составляет

$$A_{\text{недост}} = 296,5 - 41,5 - 8,2 - 32,9 = 213,9 \text{ мм}^2,$$

где $A_{\text{недост}}$ — недостаток площади сечения обечайки в зоне отверстия с учетом избытков толщин стенок обечайки и штуцера, мм².

Таким образом, 82,6 мм² недостатка площади сечения в зоне отверстия (28 % от общего недостатка) компенсируется за счет избытков толщин стенок обечайки и штуцера.

Для укрепления отверстия будем использовать накладное укрепляющее кольцо. Расчетную толщину укрепляющего накладного кольца рассчитаем по недостатку площади укрепления:

$$s_{2p} = \frac{A_{\text{недост}}}{L_O} \chi_2, \quad (6.19)$$

где χ_2 — отношение допустимых напряжений материалов обечайки и кольца.

Укрепляющее кольцо изготовим также из стали 20, тогда коэффициент χ_2 в уравнении (6.19) будет равен единице и расчетная толщина укрепляющего кольца составит

$$s_{2p} = \frac{213,9}{54,8} \cdot 1 = 3,9 \text{ мм.} \quad (6.20)$$

Укрепляющее кольцо будем изготавливать из листового проката стандартной толщины, кроме того, толщина укрепляющего кольца не должна быть меньше толщины элемента, несущего отверстие. С учетом данных требований принимаем исполнительную толщину укрепляющего накладного кольца 4 мм. Расчетный диаметр укрепляющего накладного кольца составляет

$$D_{2p} = D_a + 2 \cdot L_0 = 273 + 2 \cdot 54,8 = 382,6 \text{ мм.}$$

По конструктивным соображениям примем наружный диаметр укрепляющего накладного кольца 390 мм.

Проверим условие укрепления отверстия:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{\text{изб.обеч}} \geq A_{\text{недост}}, \quad (6.21)$$

$$41,5 + 4 \cdot 54,8 + 8,2 + 32,9 = 301,8 \text{ мм}^2 > 296,5 \text{ мм}^2.$$

Условие прочности выполняется.

7. НОРМАТИВНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Принятые условные обозначения

- A_6 — суммарная площадь поперечного сечения болтов (шпилек), мм²
 b — плечо усилий в болтах (шпильках), мм
 b_0 — эффективная ширина прокладки, мм
 b_n — ширина прокладки, мм
 c — прибавка на коррозию и эрозию, мм
 C_F — коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами (шпильками)
 D — внутренний (проходной) диаметр фланцевого соединения, мм
 D^* — приведенный диаметр фланца, мм
 D_6 — диаметр болтовой окружности, мм
 D_{nn} — наружный диаметр прокладки, мм
 $D_{сп}$ — срединный диаметр прокладки, мм
 D_n — наружный диаметр тарелки (кольца) фланца, мм
 d — наружный диаметр болта (шпильки) фланца, мм
 E — модуль упругости, МПа
 e — плечо внутренних усилий, мм
 F — внешняя осевая сила, Н
 f — вспомогательный коэффициент
 f_6 — площадь поперечного сечения болта (шпильки), мм²
 K — отношение наружного и внутреннего диаметров фланца
 K_T — коэффициент учета стесненности температурных деформаций
 K_S — коэффициент учета размеров тарелки фланца
 K_θ — коэффициент допускаемого угла поворота при испытании
 $K_{обж}$ — коэффициент обжатия прокладки
 L_6 — расчетная длина болта (шпильки), мм

- l — длина втулки фланца, мм
- l_0 — параметр длины, ширина зоны краевых напряжений из расчета по минимальной толщине втулки, м
- M — внешний изгибающий момент, Н · м
- M^M — приведенный изгибающий момент в условиях затяжки, Н · м
- M^P — приведенный изгибающий момент в рабочих условиях, Н · м
- m — прокладочный коэффициент
- n — количество болтов (шпилек)
- P_6 — болтовая нагрузка, Н
- $P_{\text{обж}}$ — усилие, необходимое для обжатия прокладки, Н
- p — внутреннее избыточное давление, Па
- Q_{FM} — равнодействующая осевых сил и изгибающих моментов, Н
- Q_t — температурное усилие, Н
- Q_d — равнодействующая от внутреннего давления в аппарате, Н
- $q_{\text{обж}}$ — удельное давление обжатия прокладки, МПа
- $[q]$ — допустимое удельное давление на прокладку, МПа
- R_n — реакция прокладки на обжатие, Н
- s — толщина стенки корпуса аппарата, мм
- s_0 — толщина втулки фланца в месте соединения с корпусом, мм
- s_1 — толщина втулки фланца в месте соединения с тарелкой, мм
- s_3 — эквивалентная толщина втулки фланца, мм
- t — расчетная температура, °С
- t_6 — температура болтов (шпилек) в рабочем режиме нагружения, °С
- t_ϕ — температура колец фланцев в рабочем режиме нагружения, °С
- h — толщина (высота) тарелки фланца, мм
- h_n — толщина (высота) прокладки, мм
- x — отношение длины втулки к ширине зоны краевых напряжений из расчета по минимальной толщине втулки
- y_n — линейная податливость прокладки, м/Н
- y_6 — линейная податливость болта (шпильки), м/Н
- y_ϕ — угловая фланца, 1/(Н · м)
- α — коэффициент линейного расширения, 1/°С;
коэффициент жесткости фланцевого соединения
- β — отношение толщин втулки фланца в местах сопряжений с кольцом фланца и корпусом аппарата

- $\beta_F, \beta_T, \beta_U, \beta_V, \beta_Y, \beta_Z$ — вспомогательные геометрические параметры
 γ — жесткость фланцевого соединения, Н/м
 λ — геометрический параметр
 σ — нормальное напряжение, МПа
 σ_0 — меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в месте сопряжения с корпусом аппарата, МПа
 σ_{0mo} — окружное (кольцевое) мембранное напряжение во втулке фланца в месте сопряжения с корпусом аппарата, МПа
 σ_{omm} — меридиональное мембранное напряжение во втулке фланца в месте сопряжения с корпусом аппарата, МПа
 σ_R — радиальное напряжение в тарелке фланца, МПа
 σ_T — кольцевое напряжение в тарелке фланца, МПа
 σ_{61} — расчетное напряжение в болтах в режиме затяжки, МПа
 σ — расчетное напряжение в болтах в рабочем режиме, МПа
 $[\sigma]$ — допустимое напряжение материала фланца, МПа
 $[\sigma]^6$ — допустимое напряжение для материала болтов (шпилек) в условиях затяжки, МПа
 Φ_1, Φ_2, Φ_3 — коэффициенты поддерживающего влияния труб
 φ — коэффициент сварного шва
 M — индекс величин, относящихся к режиму затяжки фланца
 P — индекс величин, относящихся к рабочему режиму нагружения

7.1. Напряженное состояние фланцевого соединения

В нашем учебном пособии мы не будем подробно рассматривать вопросы конструирования и классификацию фланцевых соединений. Читатель может самостоятельно ознакомиться с данными вопросами в работах А. А. Волошина [32, с. 11–27], М. Ф. Михалева [29, с. 90–97] и А. С. Тимониной [33, с. 541–573]. В этой работе подробнее остановимся на нормативных методиках расчета фланцевых соединений. Нормативный расчет на прочность фланцевых соединений осуществляют согласно требованиям ГОСТ 34233.4–2017 [10]. Данный стандарт предусматривает расчет на прочность всех основных элементов фланцевого соединения (рис. 7.1): втулки фланца, тарелки (кольца) фланца, элементов болтового соединения и прокладки.

Опасными сечениями фланцевого соединения (рис. 7.2) с точки зрения прочности являются места соединения втулки с корпусом и тарелкой, сечение тарелки над срединным диаметром прокладки и поперечные сечения болтов (шпилек) и прокладки. Втулка фланца воспринимает краевые напряжения, возникающие в результате дополнительных нагрузок в местах сопряжения с фланцевым кольцом и в результате дополнительных нагрузок, возникающих в затянутом фланце. На рис. 7.1 показано фланцевое соединение с приварными встык фланцами с конической втулкой, у фланцев других конструкций (например, у плоских приварных фланцев)

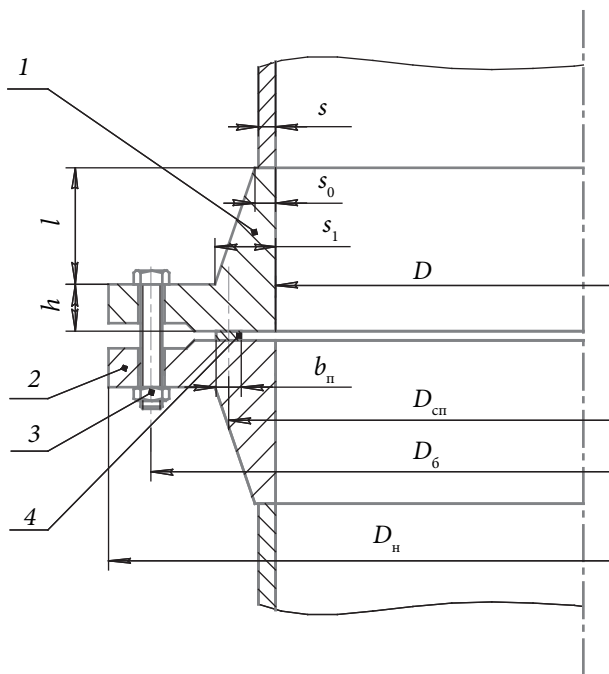


Рис. 7.1. Фланцевое соединение:

1 — втулка; 2 — тарелка (кольцо); 3 — болтовое соединение; 4 — прокладка;
 D , D_6 , $D_{\text{сн}}$, $D_{\text{н}}$ — диаметры внутренний, болтовой окружности, срединной
 поверхности прокладки и наружный; l — длина втулки; s , s_0 , s_1 — толщины
 стенок корпуса аппарата, втулки в месте соединения с корпусом, втулки в месте
 соединения с тарелкой; h — толщина (высота) тарелки

штулка как самостоятельная деталь может отсутствовать, ее функции в таком случае выполняет край корпуса аппарата.

Тарелка фланца в сечении над срединной поверхностью прокладки воспринимает усилие $R_{\text{д}}$, вызванное реакцией прокладки на обжатие, и изгибающие моменты, вызванные с наружной стороны по отношению к сечению распределенной по болтам (шпилькам) болтовой нагрузкой P_6 и с внутренней стороны — силами, resultирующими воздействие от давления в аппарате ($Q_{\text{д}}$) и внешними по отношению к фланцу осевыми силами и изгибающими моментами ($Q_{\text{ФМ}}$) (рис. 7.3). Таким образом, напряжения в тарелке фланца во многом определяются такими геометрическими характеристиками, как диаметр срединной поверхности прокладки $D_{\text{сп}}$, и размерами плеч внешних и внутренних по отношению к срединному диаметру прокладки усилий b и e .

Одной из важнейших нагрузок, определяющих напряженное состояние фланцевого соединения, является болтовое усилие (рис. 7.4). Данная сила должна уравнивать воздействие на фланцевое соединение внутреннего давления, действующего в аппарате, внешних по отношению к фланцевому соединению осевых сил и изгибающих моментов, реакций, возникающих в результате обжатия прокладки, температурных усилий, возникающих при изменении температуры фланцевых колец и болтов (шпилек) в процессе эксплуатации, и обеспечивать герметичность фланцевого соединения в режиме затяжки (монтажа) фланца и в рабочих режимах.

Болтовая нагрузка, уравнивающая все внутренние и внешние воздействия на фланцевое соединение, распределяется по болтам или шпилькам. Для обеспечения равномерности распределения болтовой нагрузки по длине болтовой окружности и равномерности распределения всех внутренних усилий по тарелке фланца и по штулке количество болтов (шпилек) на аппаратных фланцах принимают кратным четырем, а затяжку фланцевого соединения производят по схеме крест-накрест (рис. 7.5).

Болтовая нагрузка приводит к возникновению в болтах (шпильках) фланцевого соединения растягивающих напряжений. В связи с этим ГОСТ 34233.4–2017 требует проверки прочности болтов (шпилек) при растяжении-сжатии в условиях затяжки и в рабо-

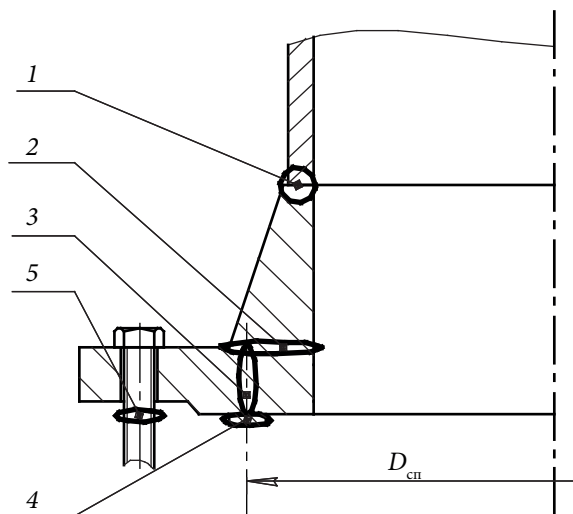


Рис. 7.2. Опасные сечения фланцевого соединения:
 1 — место сопряжения втулки с корпусом аппарата; 2 — место сопряжения втулки с тарелкой фланца; 3 — сечение тарелки фланца над срединной поверхностью прокладки; 4 — поперечное сечение прокладки, 5 — поперечное сечение болта (шпильки)

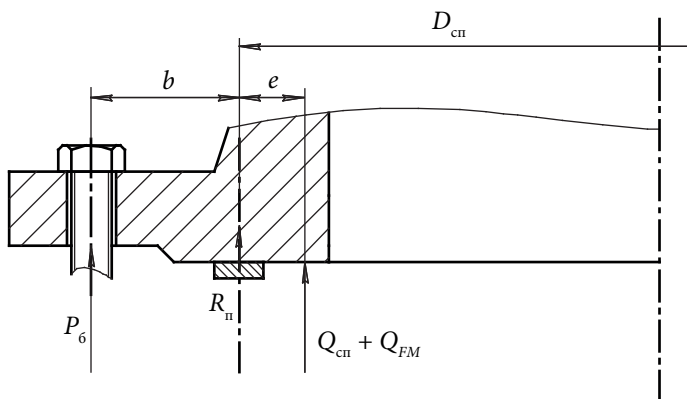


Рис. 7.3. Схема нагружения тарелки фланца:
 b — плечо внешних усилий; e — плечо внутренних усилий; $R_{\text{п}}$ — реакция прокладки на обжатие

чих условиях. Затяжка болтовых соединений (в особенности с неконтролируемым усилием затяжки) приводит к возникновению касательных напряжений в болтах. При этом ГОСТ 34233.4–2017 не требует проводить проверку болтов фланцевого соединения на кручение и срез, однако на практике такие расчеты часто выполняют.

Герметизация фланца обеспечивается в том числе за счет работы прокладки. Для герметизации разборных соединений используют прокладки, изготовленные из более мягких, чем тарелки фланцев, материалов. Выбор материала прокладки производят, исходя из давления в аппарате и физико-химических свойств технологических сред. Для того чтобы прокладка заполнила все неровности и зазоры между уплотнительными поверхностями фланцевых тарелок (т. е. для обеспечения обжатия прокладки), болтовая нагрузка должна превышать минимальное усилие обжатия. При этом прокладка должна сохранять свою прочность, так как в противном случае при разрушении прокладки произойдет разгерметизация соединения. В связи с этим ГОСТ 34233.4–2017 предусматривает расчет прокладки на сжатие [10, с. 14].

7.2. Общая последовательность нормативного расчета фланцевого соединения на прочность и герметичность

Нормативный расчет аппаратных фланцевых соединений производят согласно методике, представленной в ГОСТ 34233.4–2017 [10]. Уравнения данной методики получены с помощью моментных методов, основы которых изложены в разд. 5 нашего учебного пособия. Автор настоятельно рекомендует читателю ознакомиться с работой А. А. Волошина [32, с. 27–61] для более полного понимания принципов нормативного расчета фланцевых соединений.

Нормативный расчет фланцевого соединения осуществляют в следующей последовательности:

- определяют допустимые напряжения и другие физико-механические характеристики материалов элементов фланцевого со-

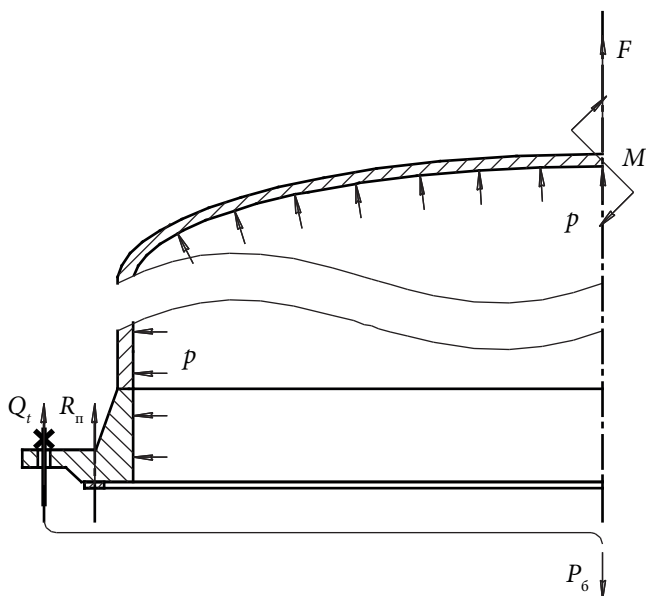


Рис. 7.4. Равновесие нагрузок, действующих на фланцевое соединение:

F — внешняя осевая сила; M — внешний изгибающий момент;

Q_t — температурное усилие; p — внутреннее избыточное давление; нагрузки, направленные на раскрытие фланцевого соединения, условно направлены вверх; болтовое усилие, компенсирующее воздействие данных нагрузок, направлено вниз

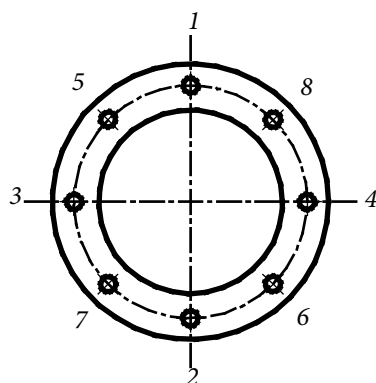


Рис. 7.5. Схема затяжки фланцевого соединения

единения по ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 13–26] и прил. Г, Ж, И ГОСТ 34233.4–2017 [10, с. 25–27, 31, 32];

- проводят расчет температур элементов фланцевого соединения в рабочих условиях по прил. В ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 24];

- выполняют расчет нагрузок, действующих на фланцевое соединение и расчет болтовой нагрузки в условиях затяжки и в рабочих условиях по разд. 5, 6 ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 12–14];

- проверяют условия прочности болтов (шпилек) и прокладки при сжатии по разд. 7 ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 14];

- рассчитывают приведенные изгибающие моменты, действующие на фланец и напряжения в опасных сечениях (см. рис. 7.2) в условиях затяжки и в рабочих условиях и проверяют условия статической прочности втулки и тарелки фланца по разд. 8 ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 14–18];

- проверяют условие жесткости фланцев по углу поворота фланцевых колец согласно разд. 9 ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 18];

- при необходимости выполняют проверку прочности фланцевого соединения в условиях малоциклового усталости по разд. 10 ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 18–21].

7.3. Пример нормативного расчета фланцевого соединения на статическую прочность и герметичность

Исходные данные. Выбрать и рассчитать на статическую прочность и герметичность фланцевое соединение крышки и корпуса химического реактора. Основной конструкционный материал — 09Г2С. Внутренний диаметр реактора 800 мм; расчетное внутреннее избыточное давление в реакторе 0,6 МПа; расчетная рабочая температура 100 °С. Прибавка на компенсацию коррозии и эрозии 1 мм. Обечайка реактора сварена двусторонним стыковым швом, объем контроля качества сварных швов — 50 % от общей длины. Расчет будем производить только для рабочего режима нагружения.

Выбор конструкции фланцевого соединения. Воспользуемся стандартизированным решением для проектируемого фланцевого соединения. По ГОСТ 28759.1–90 [34, с. 3] принимаем для нашего

аппарата фланец плоский приварной ГОСТ 28759.2–90 с уплотнительными поверхностями типа выступ-впадина (исполнения 4, 5) [35, с. 9]. Для данного типа фланцев установлены следующие размеры (в обозначениях ГОСТ 34233.4–2017) [Там же, с. 12]:

- внутренний диаметр D — 800 мм;
- наружный диаметр D_n — 920 мм;
- диаметр болтовой окружности D_6 — 880 мм;
- наружный диаметр прокладки D_{np} — не более 841 мм;
- толщина тарелки фланца h — 35 мм;
- диаметр отверстия под болт (шпильку) — 23 мм;
- диаметр болта d — М20;
- количество болтов (шпилек) n — 32;
- минимальная толщина втулки $s_0 = s_1 - 8$ мм.

В качестве материала крепежных изделий (болтов и гаек) принимаем сталь 32ХМА. По прил. Д 34233.4–2017 площадь поперечного сечения болта f_6 М20 без проточки составляет 225 мм² [10, с. 28].

Физико-химический состав технологических сред не задан исходными данными, поэтому для учебной задачи по давлению и температуре в качестве материала прокладки принимаем фторопласт-4 толщиной 3 мм, обладающий высокой химической стойкостью.

Свойства материалов фланцевого соединения. Для стали 09Г2С при расчетной температуре и при температуре монтажа по ГОСТ 34233.1–2017 допустимое напряжение составляет соответственно 177 и 196 МПа [7, с. 13]. В заданном диапазоне температур модуль упругости стали 09Г2С составляет $1,91 \cdot 10^{11}$ Па [Там же, с. 25]. Коэффициент линейного расширения — $11,6 \cdot 10^{-6}$ 1/°С [Там же, с. 26].

Для материала крепежных изделий (стали 35ХМА) при расчетной температуре и при температуре монтажа по прил. Г ГОСТ 34233.4–2017 допустимое напряжение составляет 230 МПа [10, с. 26]. В заданном диапазоне температур модуль упругости стали 35ХМА по прил. Ж 34233.4–2017 составляет $2,15 \cdot 10^{11}$ Па [Там же, с. 31]. Коэффициент линейного расширения — $13,4 \cdot 10^{-6}$ 1/°С [Там же, с. 32].

Для прокладок из фторопласта-4 в прил. И ГОСТ 34233.4–2017 предусмотрены следующие свойства [Там же, с. 33]:

- прокладочный коэффициент m — 2,5;
- удельное давление обжатия $q_{обж}$ — 10 МПа;

- допустимое удельное давление $[q]$ — 40 МПа;
- коэффициент обжатия $K_{\text{обж}}$ — 1;
- условный модуль упругости $E_{\text{н}}$ — $0,02 \cdot 10^5$ МПа.

Температура элементов фланцевого соединения. По прил. В ГОСТ 34233.4–2017 температуры элементов фланцевого соединения в рабочем режиме для стальных нетеплоизолированных фланцев составляют [10, с. 24]:

- температура фланцев $t_{\phi} = 0,96t = 96$ °С;
- температура болтов $t_6 = 0,95t = 95$ °С.

Расчет на прочность обечайки корпуса реактора. По требованиям ГОСТ 28759.2–90 толщина втулки принятого фланца должна быть не менее 8 мм [35, с. 12]. При этом толщина втулки фланца не должна быть меньшей, чем толщина стенки, присоединенной к этой втулке обечайки корпуса. Так как толщина стенки корпуса реактора не задана в исходных данных, рассчитаем толщину стенки обечайки корпуса реактора по ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 8]. При этом учтем, что, согласно ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 27], коэффициент сварного шва для нашего случая составляет 0,9 и разность толщин втулки фланца и корпуса не должна превышать 5 мм.

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p}, \quad (7.1)$$

$$s_p = \frac{0,6 \cdot 800}{2 \cdot 160 \cdot 0,9 - 0,6} = 1,67 \text{ мм.}$$

С учетом прибавки на компенсацию коррозии и эрозии и «ходовых» размеров листового проката принимаем исполнительную толщину обечайки корпуса ректора равной 4 мм. Рассчитаем допустимое давление на цилиндрическую и коническую обечайки соответственно по уравнениям

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(s-c)}{D + (s-c)}, \quad (7.2)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,9 \cdot (4-1)}{800 + (4-1)} = 1,08 \text{ МПа.}$$

Прочность корпуса реактора обеспечена при принятой исполнительной толщине стенки 4 мм. Разность толщин стенок корпуса и втулки фланца составляет 4 мм и не противоречит требованиям к конструкции фланцев. Принимаем для дальнейших расчетов толщины стенок втулки фланца 8 мм во всех сечениях и обечайки корпуса реактора 4 мм.

Длина втулки фланца по исходным данным не задана, поэтому примем длину втулки из расчета по ширине зоны напряжений, вызванных локальными нагрузками, действующими на фланец (см. подразд. 5.1):

$$l \geq \sqrt{D(s_0 - c)}, \quad (7.3)$$

$$l \geq \sqrt{800 \cdot (8 - 1)} = 74,8 \text{ мм.}$$

Чтобы вынести сварной шов, соединяющий втулку фланца с корпусом реактора, из зоны действия краевых напряжений, вызванных локальными нагрузками во фланцевом соединении, а также из конструктивных соображений принимаем для дальнейших расчетов длину втулки фланца равной 100 мм.

Расчет нагрузок, действующих на фланцевое соединение. Для того чтобы рассчитать реакцию прокладки на обжатие и минимальное усилие, требуемое для обжатия прокладки, необходимо определить срединный диаметр прокладки [10, с. 12]:

$$D_{\text{сп}} = D_{\text{нп}} - b_0. \quad (7.4)$$

Зададимся шириной прокладки $b_{\text{п}}$, равной 14 мм, и наружным диаметром прокладки $D_{\text{нп}}$, равным 840 мм. Поскольку ширина прокладки меньше 15 мм, эффективная ширина прокладки совпадает с исполнительной [Там же]:

$$b_0 = b_{\text{п}} = 14 \text{ мм} = 0,014 \text{ м,}$$

тогда по уравнению (7.4)

$$D_{\text{сп}} = 840 - 14 = 826 \text{ мм} = 0,826 \text{ м.}$$

Рассчитаем усилие обжатия прокладки и реакцию прокладки на обжатие [10, с. 12]:

$$P_{\text{обж}} = 0,5\pi D_{\text{сп}} b_0 q_{\text{обж}}, \quad (7.5)$$

$$P_{\text{обж}} = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,826 \cdot 0,014 \cdot 10 \cdot 10^6 = 0,182 \text{ МН},$$

$$R_{\text{п}} = \pi D_{\text{сп}} b_0 m p, \quad (7.6)$$

$$R_{\text{п}} = \pi \cdot 0,826 \cdot 0,014 \cdot 2,5 \cdot 0,6 \cdot 10^6 = 0,054 \text{ МН}.$$

Равнодействующая нагрузка от давления внутри аппарата составляет [Там же, с. 13]

$$Q_{\text{д}} = 0,785 D_{\text{сп}} p, \quad (7.7)$$

$$Q_{\text{д}} = 0,785 \cdot 0,826 \cdot 0,6 \cdot 10^6 = 0,321 \text{ МН}.$$

Поскольку внешние моменты и осевые силы отсутствуют,

$$Q_{\text{FM}} = 0.$$

Заметим, что уравнения (7.5)–(7.7) имеют достаточно простой и понятный физический смысл. Полученные по этим уравнениям силы являются произведениями площадей (или эффективных площадей) сечений прокладки на необходимое минимальное усилие обжатия, внутреннее избыточное давление и площади сечения, ограниченного срединным диаметром прокладки на внутреннее избыточное давление.

Для расчета температурного усилия и последующих расчетов болтовой нагрузки определим характеристики жесткости фланцевого соединения по прил. Е ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 29, 30]. Обычно данные расчеты вызывают у студентов наибольшие трудности при расчете фланцевых соединений. Также следует отметить, что данные расчеты следует выполнять строго по ГОСТ 34233.4–2017 (или, в учебных целях, по ГОСТ Р 52857.4–2007). Во многих технических справочниках и учебных изданиях изложены упрощен-

ные методики расчета жесткости фланцевого соединения, которые применялись в 1980-е гг. и ранее. Сегодня пользоваться такими методиками недопустимо.

Определим плечи внутренних и внешних усилий, действующих на тарелку фланца (см. рис. 7.3) [10, с. 29]:

$$b = 0,5(D_6 - D_{\text{сп}}), \quad (7.8)$$

$$b = 0,5(880 - 826) = 27 \text{ мм} = 0,027 \text{ м},$$

$$e = 0,5(D_{\text{сп}} - D - s_s); \quad (7.9)$$

поскольку для выбранной конструкции фланца втулка имеет постоянную величину, эквивалентная толщина втулки равна толщине в местах соединения втулки с корпусом аппарата и тарелкой фланца. С учетом данного замечания получим

$$e = 0,5(826 - 800 - 8) = 18 \text{ мм} = 0,018 \text{ м}.$$

Жесткость фланцевого соединения определяется податливостью его элементов: линейной податливостью болтов (шпилек), линейной податливостью прокладки и угловой податливостью фланцевого кольца. Податливость элементов фланцевого соединения определяют по прил. К ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 35–39]. Линейную податливость прокладки, т. е. ее способность сжиматься под нормальной нагрузкой, определяют по уравнению

$$y_{\text{п}} = \frac{h_{\text{п}} K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \pi D_{\text{сп}} b_{\text{п}}}; \quad (7.10)$$

задавшись толщиной прокладки $h_{\text{п}}$, равной 3 мм, получим

$$y_{\text{п}} = \frac{0,003 \cdot 1}{0,02 \cdot 10^{11} \cdot \pi \cdot 0,826 \cdot 0,014} = 4,13 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}.$$

Линейную податливость болта, т. е. его способность растягиваться или сжиматься под действием осевой силы, определяют следующим образом:

$$y_6 = \frac{L_6}{E_6^{20} f_6 n}, \quad (7.11)$$

$$L_6 = L_{60} + 0,28d, \quad (7.12)$$

где E_6^{20} — модуль упругости материала болта при температуре затяжки, Па; L_{60} — расстояние между упорными поверхностями головки болта и гайки, мм (м) (рис. 7.6);

С учетом геометрических размеров принятого нами фланца и прокладки получим по уравнениям (7.11) и (7.12) соответственно

$$L_6 = (2 \cdot 35 + 3) + 0,28 \cdot 20 = 78,6 \text{ мм} = 0,079 \text{ м},$$

$$y_6 = \frac{0,079}{2,15 \cdot 10^{11} \cdot 225 \cdot 10^{-6} \cdot 32} = 5,10 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н}.$$

Для расчета угловой податливости фланца определим ряд вспомогательных величин, которые также потребуются нам в дальнейшем при расчете напряжений в опасных сечениях фланцевого соединения. Параметр длины l_0 , соответствующий ширине зоны

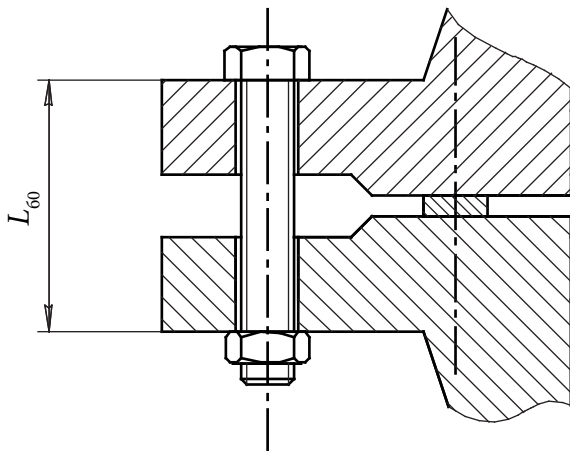


Рис. 7.6. Определение расстояния между упорными поверхностями головки болта и гайки

краевых напряжений из расчета по минимальной толщине втулки фланца, рассчитаем по уравнению

$$l_0 = \sqrt{Ds_0}, \quad (7.13)$$

$$l_0 = \sqrt{800 \cdot 8} = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}.$$

Отношение наружного и внутреннего диаметров фланца K :

$$K = \frac{D_n}{D}, \quad (7.14)$$

$$K = \frac{920}{800} = 1,15.$$

Вспомогательные геометрические параметры $\beta_T, \beta_U, \beta_Y, \beta_Z$ являются функциями отношения наружного и внутреннего диаметров фланца K и могут быть рассчитаны по аппроксимирующим уравнениям или определены по графикам, представленным на рис. К.1 прил. К ГОСТ 34233.4–2017 [10, с. 36]. В нашем случае при расчете одного фланцевого соединения удобнее воспользоваться графиком. Согласно графику К.1 ГОСТ 34233.4–2017 значения вспомогательных параметров составляют

$$\beta_T = 1,9,$$

$$\beta_U = 5,5,$$

$$\beta_Y = 5,0,$$

$$\beta_Z = 2,6.$$

Вспомогательные параметры β_F, β_V и f определяются по графикам, представленным на рис. К.2–К.4 прил. К ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 36–37], и являются функциями безразмерных геометрических характеристик β и x , показывающих соответственно отношение толщин втулки в местах сопряжения с тарелкой фланца и корпусом аппарата и отношение исполнительной длины втулки к ширине зоны краевых напряжений:

$$\beta = \frac{s_1}{s_0}, \quad (7.15)$$

$$x = \frac{l}{l_0}, \quad (7.16)$$

$$\beta = \frac{8}{8} = 1,$$

$$x = \frac{100}{80} = 1,25.$$

При этом для плоских приварных фланцев (как в нашем случае) значения вспомогательных параметров β_F , β_V и f составляют соответственно 0,91, 0,55 и 1. По известным значениям вспомогательных геометрических параметров вычисляют значение геометрического параметра λ :

$$\lambda = \frac{\beta_F h + l_0}{\beta_T l_0} + \frac{\beta_V h^3}{\beta_U l_0 s_0^2}, \quad (7.17)$$

$$\lambda = \frac{0,91 \cdot 35 + 80}{1,9 \cdot 80} + \frac{0,55 \cdot 35^3}{5,5 \cdot 80 \cdot 8^2} = 50,48.$$

Теперь, зная значения всех вспомогательных величин, рассчитаем угловую податливость фланца, т. е. способность кольца фланца поворачиваться под действием внутренних изгибающих моментов:

$$y_\phi = \frac{0,91 \cdot \beta_V}{E^{20} \lambda s_0^2 l_0}, \quad (7.18)$$

где E^{20} — модуль упругости материала фланца при температуре затяжки, Па;

$$y_\phi = \frac{0,91 \cdot 0,55}{1,91 \cdot 10^{11} \cdot 1,57 \cdot 0,008^2 \cdot 0,08} = 3,26 \cdot 10^{-7} \text{ 1/(Н} \cdot \text{м)}.$$

Также по прил. К ГОСТ 34233.4–2017 рассчитывают угловую податливость фланца при работе на изгиб под действием внешнего изгибающего момента [10, с. 38], но, поскольку в нашем случае внешний изгибающий момент равен нулю, нам данная величина в последующих расчетах не понадобится.

Получив по прил. К ГОСТ 34233.4–2017 значения податливости основных элементов фланцевого соединения, вернемся к прил. Е ГОСТ 34233.4–2017 и рассчитаем жесткость фланцевого соединения [Там же, с. 30]:

$$\gamma = \frac{1}{y_{\pi} + y_6 \frac{E_6^{20}}{E_6} + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2}, \quad (7.19)$$

где верхний индекс 20 соответствует характеристикам при температуре затяжки фланца; нижние индексы 1 и 2 соответствуют первому и второму фланцам, образующим фланцевое соединение.

В нашем случае при расчетном перепаде между температурами затяжки и рабочего режима модули упругости материалов фланцев и болтов практически не меняются, а фланцы 1 и 2 имеют аналогичную конструкцию. В связи с этим уравнение (7.19) несколько упрощается:

$$\gamma = \frac{1}{y_{\pi} + y_6 + 2y_{\phi} b^2}, \quad (7.20)$$

$$\gamma = \frac{1}{4,13 \cdot 10^{-11} + 5,10 \cdot 10^{-11} + 2 \cdot 3,26 \cdot 10^{-7} \cdot 0,027^2} = 1762 \text{ МН/м.}$$

Рассчитаем также безразмерный коэффициент жесткости фланцевого соединения [Там же]:

$$\alpha = 1 - \frac{y_{\pi} - (y_{\phi 1} e_1 + y_{\phi 2} e_2) b}{y_{\pi} + y_6 + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) b^2}, \quad (7.21)$$

или, в нашем случае,

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - 2y_\phi b}{y_n + y_6 + 2y_\phi b^2}, \quad (7.22)$$

$$\alpha = 1 - \frac{4,13 \cdot 10^{-11} - 2 \cdot 3,26 \cdot 10^{-7} \cdot 0,027}{4,13 \cdot 10^{-11} + 5,10 \cdot 10^{-11} + 2 \cdot 3,26 \cdot 10^{-7} \cdot 0,027^2} = 31,94.$$

В отличие от жесткости безразмерный коэффициент жесткости является относительной величиной и теоретически меняется в пределах от нуля до единицы. При коэффициенте жесткости, равном нулю, фланец является абсолютно податливым, при равном единице — абсолютно жестким. Конструкции жестче, чем абсолютно жесткие, физически невозможны, поэтому если при расчете коэффициент α получается большим, чем единица, для дальнейших расчетов принимают α равным единице. Следует понимать, что абсолютно жестких конструкций не существует. Называя фланец абсолютно жестким, мы имеем в виду, что податливость его основных элементов пренебрежимо мала.

По прил. Е ГОСТ 34233.4–2017 также определяют коэффициент жесткости фланца при работе на внешний изгиб α_M , однако, поскольку в нашем случае внешний изгибающий момент отсутствует, значение данного коэффициента нам в последующих расчетах не потребуется.

Определив все вспомогательные величины, вернемся к расчету нагрузок, действующих на фланцевое соединение.

Рассчитаем температурное усилие, возникающее в результате стесненных температурных деформаций в рабочем режиме нагружения фланцевого соединения [10, с. 13]:

$$Q_t = \gamma \left[\alpha_{\phi 1} h_1 (t_{\phi 1} - 20) + \alpha_{\phi 2} h_2 (t_{\phi 2} - 20) - \alpha_6 (h_1 + h_2) (t_6 - 20) \right]. \quad (7.23)$$

Или, для нашего случая:

$$Q_t = \gamma \left[2\alpha_\phi h (t_\phi - 20) - \alpha_6 2h (t_6 - 20) \right], \quad (7.24)$$

$$Q_t = 1,762 \cdot 10^9 \cdot \left[2 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,035 \cdot (96 - 20) - \right. \\ \left. - 13,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 0,035 \cdot (95 - 20) \right] = -0,015 \text{ МН}.$$

Зная все усилия, действующие на фланцевое соединение, рассчитаем необходимое значение болтовой нагрузки. Болтовую нагрузку рассчитывают для режима затяжки и рабочего режима. В режиме затяжки болтовое усилие должно удовлетворять требованию [10, с. 13]

$$P_6^M = \max \{ P_{61}; P_{62} \}, \quad (7.25)$$

$$P_{61} = \max \left[\begin{array}{l} \alpha(Q_d + F) + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{\text{сп}}} \\ \alpha(Q_d + F) + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_t \end{array} \right], \quad (7.26)$$

$$P_{62} = \max \left[\begin{array}{l} P_{\text{обж}} \\ 0,4A_6[\sigma]_M^6 \end{array} \right], \quad (7.27)$$

где $[\sigma]_M^6$ — допустимое напряжение материала болтов в условиях затяжки, МПа.

Уравнения (7.24)–(7.25) отражают физическую суть болтовой нагрузки. Данная нагрузка должна, с одной стороны, уравновесить все силы, действующие на фланцевое соединение (уравнение (7.26), рис. 7.4), а с другой — обеспечить обжатие прокладки и минимальное начальное натяжение болтов (шпилек) при затяжке (уравнение (7.26)).

Рассчитаем общую площадь сечений всех болтов фланцевого соединения [Там же, с. 12]:

$$A_6 = f_6 n, \quad (7.28)$$

$$A_6 = 225 \cdot 32 = 7200 \text{ мм}^2 = 0,0072 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что внешний изгибающий момент и внешняя осевая сила равны нулю, по уравнениям (7.24)–(7.26) получим

$$P_{61} = \max \left[\frac{1(0,321+0)+0,054}{1(0,321+0)+0,054+0,015} \right] = 0,390 \text{ МН},$$

$$P_{62} = \max \left[\frac{0,182 \cdot 10^6}{0,4 \cdot 0,0072 \cdot 230 \cdot 10^6} \right] = 0,662 \text{ МН},$$

$$P_6^M = 0,662 \text{ МН}.$$

Зная болтовую нагрузку в условиях затяжки, рассчитаем болтовую нагрузку в рабочих условиях [10, с. 14]:

$$P_6^P = P_6^M + (1-\alpha)(Q_d + F) + Q_t + \frac{4(1-\alpha_M)|M|}{D_{\text{сп}}}, \quad (7.29)$$

$$P_6^P = 0,662 + (1-1)(0,312+0) - 0,015 = 0,647 \text{ МН}.$$

На этом расчет нагрузок, действующих на фланцевые соединения, закончен.

Проверка прочности болтов. Болты (шпильки) проверяют на растяжение-сжатие в условиях затяжки и в рабочих условиях. Расчетные напряжения в болтах для заданных режимов нагружения рассчитаем по уравнениям [Там же, с. 14]

$$\sigma_{61} = \frac{P_6^M}{A_6}, \quad (7.30)$$

$$\sigma_{62} = \frac{P_6^P}{A_6}, \quad (7.31)$$

$$\sigma_{61} = \frac{0,662 \cdot 10^6}{0,0072} = 92 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{62} = \frac{0,647 \cdot 10^6}{0,0072} = 90 \text{ МПа.}$$

Проверим условия прочности болтов:

$$\sigma_{61} = 92 \text{ МПа} < [\sigma]_M^6 = 230 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{62} = 90 \text{ МПа} < [\sigma]_P^6 = 230 \text{ МПа.}$$

Условия прочности болтов выполняются.

Проверка прочности прокладки. Условие прочности прокладки выглядит следующим образом [10, с. 14]:

$$q = \frac{\max \{P_6^M; P_6^P\}}{\pi D_{\text{сш}} b_{\text{п}}} \leq [q], \quad (7.32)$$

$$q = \frac{0,662 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,826 \cdot 0,014} = 18 \text{ МПа} \leq [q] = 40 \text{ МПа.}$$

Прочность прокладки обеспечена.

Расчет напряжений в опасных сечениях фланца. Для расчета напряжений в опасных сечениях фланца необходимо определить приведенные изгибающие моменты, действующие на фланец в условиях затяжки и в рабочем режиме нагружения. Для фланцев принятой конструкции (плоских приварных) данные моменты определяют по следующим уравнениям [Там же]:

$$M^M = C_F P_6^M b, \quad (7.33)$$

$$M^P = C_F \max \left\{ P_6^P b + (Q_d + Q_{FM}) e \right. \\ \left. |Q_d + Q_{FM}| e \right\}. \quad (7.34)$$

Коэффициент C_F , учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами, определим по прил. К ГОСТ 34233.4–2017 [Там же, с. 38]:

$$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{\pi D_6}{n}}{2d + \frac{6h}{m+0,5}}} \right\}, \quad (7.35)$$

$$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot 0,880}{32}}{2 \cdot 0,020 + \frac{6 \cdot 0,035}{2,5+0,5}}} \right\} = 1.$$

Тогда

$$M^M = 1 \cdot 0,662 \cdot 10^6 \cdot 0,027 = 0,018 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

$$M^P = 1 \cdot \left\{ \begin{array}{l} 0,647 \cdot 10^6 \cdot 0,027 + (0,321 \cdot 10^6 + 0) e \cdot 0,018 \\ |0,321 \cdot 10^6 + 0| \cdot 0,018 \end{array} \right\} = 0,023 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Для описания напряженного состояния плоского приварного фланца в статическом режиме нагружения необходимо знать следующие напряжения в опасных сечениях фланца:

— меридиональные изгибные напряжения во втулке фланца в условиях затяжки и в рабочих условиях σ_0^M и σ_0^P ;

— мембранное окружное (кольцевое) напряжение во втулке фланца в рабочих условиях $\sigma_{0\text{мо}}^P$;

— мембранное меридиональное напряжение во втулке фланца в рабочих условиях $\sigma_{0\text{мм}}^P$;

— радиальные напряжения в тарелке фланца в условиях затяжки и в рабочих условиях σ_R^M и σ_R^P ;

— кольцевые напряжения в тарелке фланца в условиях затяжки и в рабочих условиях σ_T^M и σ_T^P .

Рассчитаем данные напряжения по ГОСТ 34233.4–2017 [10, с. 15, 16]:

$$\sigma_0^M = \frac{M^M}{\lambda(s_0 - c)^2 D^*}, \quad (7.36)$$

$$\sigma_0^p = \frac{M^p}{\lambda(s_0 - c)^2 D^*}, \quad (7.37)$$

$$\sigma_{0MO}^p = \frac{pD}{2(s_0 - c)}, \quad (7.38)$$

$$\sigma_{0MM}^p = \frac{0,785D^2 p + F \pm \frac{4|M|}{(D + s_0)}}{\pi(D + s_0)(s_0 - c)}, \quad (7.39)$$

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h - l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M, \quad (7.40)$$

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_z \sigma_R^M, \quad (7.41)$$

$$\sigma_R^p = \frac{(1,33\beta_F h - l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^p, \quad (7.42)$$

$$\sigma_T^p = \frac{\beta_Y M^p}{h^2 D} - \beta_z \sigma_R^p. \quad (7.43)$$

Приведенный диаметр D^* в нашем случае равен внутреннему диаметру фланца D , так как толщина стенки втулки более чем в двадцать раз меньше внутреннего диаметра фланца [10, с. 38]. С учетом данного замечания по уравнениям (7.36)–(7.44) получим

$$\sigma_0^M = \frac{0,018 \cdot 10^6}{1,57(0,008 - 0,001)^2 0,8} = 292 \text{ МПа},$$

$$\sigma_0^p = \frac{0,023 \cdot 10^6}{1,57(0,008 - 0,001)^2 0,8} = 373 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{0MO}^P = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,8}{2(0,008 - 0,001)} = 34 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{0MM}^P = \frac{0,785 \cdot 0,8^2 \cdot 0,6 \cdot 10^6}{\pi(0,8 + 0,008)(0,008 - 0,001)} = 17 \text{ МПа},$$

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33 \cdot 0,91 \cdot 0,035 - 0,08)}{1,57 \cdot 0,035^2 \cdot 0,08 \cdot 0,8} \cdot 0,018 \cdot 10^6 = -6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_T^M = \frac{5 \cdot 0,018 \cdot 10^6}{0,035^2 \cdot 0,8} + 2,6 \cdot 6 \cdot 10^6 = 107 \text{ МПа},$$

$$\sigma_R^P = \frac{(1,33 \cdot 0,91 \cdot 0,035 - 0,08)}{1,57 \cdot 0,035^2 \cdot 0,08 \cdot 0,8} \cdot 0,023 \cdot 10^6 = -7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_T^M = \frac{5 \cdot 0,023 \cdot 10^6}{0,035^2 \cdot 0,8} + 2,6 \cdot 7 \cdot 10^6 = 136 \text{ МПа}.$$

Проверка прочности фланца в опасных сечениях. Условия прочности втулки плоского приварного фланца в условиях затяжки и в рабочих условиях имеют вид [10, с. 16, 17]

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^M + \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_0^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_s K_T [\sigma]_0, \quad (7.44)$$

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_T^P \right|, \left| \sigma_0^P + \sigma_{0MM}^P \right| \right\} \leq K_s K_T [\sigma]_0, \quad (7.45)$$

где $[\sigma]_0 = [\sigma]_M$ — допускаемое значение условных упругих напряжений в сечении втулки, МПа; здесь $[\sigma]_M = 1,5[\sigma]$ согласно ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 11] (см. подразд. 2.3).

Коэффициент учета стесненных температурных деформаций K_T при расчетах с учетом стесненных деформаций принимает значение 1,3, без учета — 1,0. Коэффициент формы K_s зависит от отношения наружного и внутреннего диаметров K . При значениях K , меньших 1,2 (как в нашем случае), $K_s = 1$ [10, с. 17].

Проверим условия прочности втулки:

$$\max \left\{ \left| \frac{292-6}{292+107} \right| \right\} = 399 \text{ МПа} > K_s K_T [\sigma]_0 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 196 = 294 \text{ МПа},$$

$$\max \left\{ \left| \frac{373-17-6}{373-17+136} \right|, \left| \frac{373+17}{373+17} \right| \right\} = 492 \text{ МПа} > 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 177 = 345 \text{ МПа}.$$

Как видим, условия прочности втулки не выполняются. Результаты расчета по уравнениям (7.36)–(7.43) показывают, что наибольший вклад в результирующие напряжения вносят изгибные напряжения во втулке и кольцевые напряжения в кольце фланца. Данные напряжения обратно пропорциональны квадратам толщины стенки втулки и толщины кольца фланца соответственно. Таким образом, для повышения прочности фланцевого соединения данные размеры необходимо увеличить. Примем по ГОСТ 28759.2–90 следующий за принятым ранее стандартный приварной фланец. Для такого фланца установлены следующие размеры (в обозначениях ГОСТ 34233.4–2017) [35, с. 12]:

- внутренний диаметр D — 800 мм;
- наружный диаметр D_n — 945 мм;
- диаметр болтовой окружности D_6 — 905 мм;
- наружный диаметр прокладки D_{nn} — не более 866 мм;
- толщина тарелки фланца h — 55 мм;
- диаметр отверстия под болт (шпильку) — 23 мм;
- диаметр болта d — М20;
- количество болтов (шпилек) n — 40;
- минимальная толщина втулки $s_0 = s_1 - 12$ мм.

Следует отметить, что в расчетной практике случаи, когда прочность стандартных фланцев при номинальных нагрузках не обес-

печивается, не являются редкими, что еще раз подтверждает необходимость расчета на прочность любых фланцевых соединений.

Применение изменений конструкции фланцев требует пересчета многих характеристик и параметров по уравнениям (7.3)–(7.42). Результаты расчетов для увеличенного фланца представлены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

**Результаты расчета фланцевого соединения
с увеличенными фланцами**

Характеристика	Значение	Единица измерения	Уравнение
1	3	4	2
l	100*	мм	(7.3)
$D_{\text{сп}}$	850*	мм	(7.4)
$P_{\text{обж}}$	0,186	МН	(7.5)
$R_{\text{н}}$	0,056	МН	(7.6)
$Q_{\text{д}}$	0,400	МН	(7.7)
b	27,5	мм	(7.8)
e	18	мм	(7.9)
$\gamma_{\text{н}}$	$4,01 \cdot 10^{-11}$	м/Н	(7.10)
L_6	118,6	мм	(7.12)
γ_6	$6,13 \cdot 10^{-11}$	м/Н	(7.11)
l_0	101	мм	(7.13)
K	1,1	—	(7.14)
β_T	1,9	—	По рис. К.1 ГОСТ 34233.4–2017
β_U	20	—	
β_Y	18	—	
β_Z	9	—	
β	1	—	(7.15)
x	1,18	—	(7.16)
β_F	0,91	—	Указания ГОСТ 34233.4–2017
β_V	0,55	—	
f	1	—	

Характеристика	Значение	Единица измерения	Уравнение
λ	50,48	—	(7.17)
y_ϕ	$3,57 \cdot 10^{-9}$	1/(Н · м)	(7.18)
γ	9363	МН/м	(7.20)
α	$2,463 \rightarrow 1^{**}$	—	(7.22)
Q_t	-0,127	МН	(7.24)
P_{61}	0,583	МН	(7.26)
A_6	0,0090	м ²	(7.28)
P_{62}	0,828	МН	(7.27)
P_6^M	0,828	МН	(7.25)
P_6^P	0,701	МН	(7.29)
σ_{61}	$92 < 230^{***}$	МПа	(7.30)
σ_{62}	$78 < 230^{***}$	МПа	(7.31)
q	$22 < 40^{***}$	МПа	(7.32)
C_F	1	—	(7.35)
M^M	0,023	МН · м	(7.33)
M^P	0,030	МН · м	(7.34)
σ_0^M	5	МПа	(7.36)
σ_0^P	6	МПа	(7.37)
σ_{0mo}^P	22	МПа	(7.38)
σ_{0mm}^P	11	МПа	(7.39)
σ_R^M	0	МПа	(7.40)
σ_T^M	176	МПа	(7.41)
σ_R^P	0	МПа	(7.42)
σ_T^P	229	МПа	(7.43)

Примечание. * — значение параметра скорректировано по конструктивным соображениям; ** — см. пояснения к уравнению (7.22); *** — условие прочности выполняется.

У фланца увеличенного размера толщина втулки составляет 12 мм, т. е. разность толщин втулки фланца и корпуса реактора превышает 5 мм. Поэтому, чтобы избежать возникновения локальных напряжений в месте сопряжения втулки фланца и корпуса реактора, на концевой части втулки необходимо предусмотреть плавный конический переход с наружного диаметра 824 мм на наружный диаметр 808 мм.

Для результатов расчетов, представленных в табл. 7.1, условия прочности втулки фланца (7.44) и (7.45) принимают вид

$$\max \left\{ \begin{array}{l} |5+0| \\ |5+176| \end{array} \right\} = 181 \text{ МПа} < 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 196 = 294 \text{ МПа},$$

$$\max \left\{ \begin{array}{l} |6-22+0| \\ |6-11+229| \\ |6+11| \end{array} \right\} = 224 < 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 177 = 345 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условие прочности втулки фланца выполняется.

Условие прочности втулки фланца и корпуса аппарата в месте их сопряжения имеет вид [10, с. 17]

$$\max \left\{ \left| \sigma_{0MO}^P \right|; \left| \sigma_{0MM}^P \right| \right\} \leq [\sigma], \quad (7.46)$$

$$\max \left\{ \left| 22 \right|; \left| 11 \right| \right\} = 22 \text{ МПа} < 177 \text{ МПа},$$

Условие прочности (7.46) выполняется.

Условия прочности тарелки фланца при затяжке и в рабочих условиях имеют вид [Там же]

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|; \left| \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma], \quad (7.47)$$

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^P \right|; \left| \sigma_T^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]. \quad (7.48)$$

Для наших расчетных значений напряжений в тарелке фланца

$$\max \left\{ \left| 0 \right|; \left| 176 \right| \right\} = 176 \text{ МПа} < 1 \cdot 196 = 196 \text{ МПа},$$

$$\max \{ |0|; |229| \} = 229 \text{ МПа} < 1,3 \cdot 177 = 230 \text{ МПа}.$$

Условия прочности тарелки фланца выполняются.

Проверка углов поворота фланцев. Углы поворота фланцев контролируют для исключения разгерметизации фланцевого соединения при выполнении прочих условий прочности элементов фланцевого соединения и обжатия прокладки.

Условие герметичности фланцевого соединения по углу поворота фланцев выглядит следующим образом [10, с. 18]:

$$\theta = M^p y_{\phi} \frac{E_{20}}{E} \leq K_{\theta} [\theta], \quad (7.49)$$

где θ — угол поворота фланца, рад; $[\theta]$ — допустимый угол поворота фланца, рад.

Коэффициент угла поворота K_{θ} для рабочих условий принимает значение 1,0. Допустимый угол поворота для плоского приварного фланца составляет 0,013 рад. Проверим условие герметичности для наших условий нагружения:

$$\theta = 0,03 \cdot 10^6 \cdot 3,57 \cdot 10^{-9} = 0,0001 < 0,013. \quad (7.50)$$

Условие герметичности по углу поворота фланца выполняется.

Таким образом, по результатам нормативного расчета в статическом режиме нагружения прочность и герметичность фланцевого соединения обеспечены.

8. НОРМАТИВНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Принятые условные обозначения

a	— внутренний радиус кожуха, мм
a_1	— перфорированный радиус трубной решетки — расстояние от оси решетки до оси наиболее удаленной трубки, мм
c	— прибавка на компенсацию коррозии, мм
D	— внутренний диаметр кожуха, мм
D_E	— максимальный диаметр отверстия, вписанного в площадь трубной решетки, не занятую трубками
d_0	— диаметр отверстия в решетке под трубку, мм
d_t	— наружный диаметр трубки, мм
E_k	— модуль упругости материала кожуха, Па
E_p	— модуль упругости материала трубных решеток, Па
E_t	— модуль упругости материала кожуха, Па
F	— осевая сила, Н
i	— количество теплообменных трубок
J_t	— момент инерции поперечного сечения трубки, м ⁴
L	— длина теплообменной трубки, мм
l	— половина длины теплообменной трубки, мм
$l_{пр}$	— приведенная длина теплообменной трубки, мм
K_1, K_2	— коэффициенты жесткости втулок фланцев, Н · м/м
$K_{\phi 1}, K_{\phi 2}$	— коэффициенты жесткости фланцев кожуха и камеры, Н · м/м
K_p, K_q	— коэффициенты изменения жесткости
K_y	— модуль упругости основания системы труб, Н/м ³
K_ϕ	— коэффициент жесткости фланцевого соединения, Н · м
M_a	— изгибающий момент, распределенный по перфорированному периметру трубной решетки, Н · м/м

- M_k — изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха, Н · м/м
- M_n — изгибающий момент, распределенный по периметру трубной решетки в месте соединения с кожухом, Н · м/м
- M_t — изгибающий момент в трубке, Н · м/м
- m_1, m_2 — коэффициенты влияния давления на изгиб фланцев, мм²
- m_n — относительная характеристика бесшовного края трубной решетки
- m_{cp} — коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб
- N_t — осевое усилие в трубке, Н
- $[N]_{тр}$ — допустимая осевая сила, Н
- p — избыточное давление, Па
- p_0 — приведенное давление (нагрузка) на трубную решетку, МПа
- p_1 — приведенное давление (нагрузка) на фланцы, МПа
- p_m — избыточное давление в межтрубном пространстве, Па
- p_t — избыточное давление в трубном пространстве, Па
- Q_a — поперечная сила, распределенная по перфорированному периметру трубной решетки, Н/м
- Q_k — осевая сила, распределенная по периметру кожуха, Н/м
- Q_n — поперечная сила, распределенная по периметру трубной решетки в месте сопряжения с кожухом, Н/м
- s_k — толщина стенки кожуха, мм
- s_p — толщина стенки трубной решетки, мм
- s_t — толщина стенки трубки, мм
- T_1, T_2, T_3 — коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и влияние труб
- t — температура, °С
- t_0 — температура изготовления (сборки) теплообменника, °С
- t_k — температура кожуха в рабочем режиме, °С
- t_t — температура трубок в рабочем режиме, °С
- t_p — шаг установки трубок в трубной решетке, мм
- α_k — коэффициент линейного расширения материала кожуха, 1/°С
- α_t — коэффициент линейного расширения материала трубок, 1/°С
- β — коэффициент системы «решетка — трубы», 1/м

β_1, β_2	— коэффициенты системы «кожух — решетка» для системы «обечайка — фланец» камеры, 1/м
Δ	— линейная деформация, мм
δ	— катет сварного шва, мм
η_r, η_m	— коэффициенты влияния давления на трубную решетку со стороны трубного и межтрубного пространств соответственно
ρ	— приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха
ρ_1	— приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения
σ_{1r}, σ_{2r}	— осевое и окружное (кольцевое) напряжения в трубках, МПа
σ_{mx}	— осевое напряжение в кожухе, МПа
$[\sigma]$	— допустимое напряжение, МПа
τ	— касательное напряжение, МПа
τ_{p1}, τ_{p2}	— касательные напряжения в трубной решетке в месте сопряжения с кожухом и на перфорированном периметре
μ	— коэффициент Пуассона
ψ_0	— коэффициент жесткости трубной решетки
φ	— коэффициент сварного шва
φ_p	— коэффициент ослабления решетки отверстиями под трубки
ω	— безразмерный параметр системы «решетка — трубы»

8.1. Напряженное состояние элементов кожухотрубного теплообменника

Для подробного ознакомления с типовыми конструкциями теплообменных аппаратов и их основных элементов, а также с физикой напряженного состояния кожухотрубных теплообменников автор рекомендует читателю работы А. С. Тимонина [33, с. 674–678], А. А. Лацинского и А. Р. Толчинского [28, с. 634–642]. В нашем учебном пособии рассмотрим основы физики напряженного состояния системы «кожух — трубки — трубные решетки».

На рис. 8.1 показана схема нагруженной греющей камеры кожухотрубного теплообменного аппарата. Греющая камера состоит из кожуха и трубного пучка, жестко связанных между собой трубными решетками. Кожух и трубки деформируются под действи-

ем температур и избыточных давлений в трубном и межтрубном пространствах. При этом, поскольку температуры трубок и кожуха различаются (иногда крайне существенно) и на трубки действует перепад давлений между трубным и межтрубным пространствами, а на кожух воздействует только избыточное давление в межтрубном

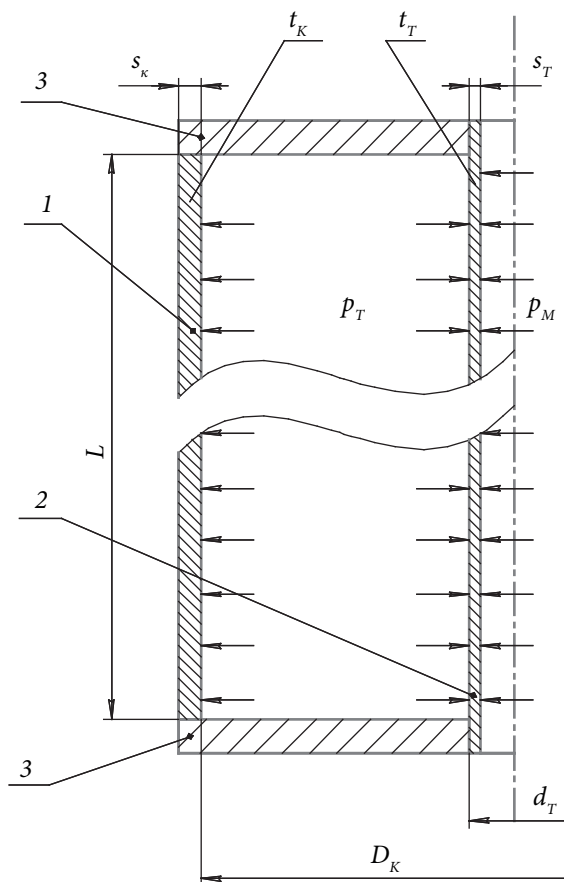


Рис. 8.1. Нагруженная теплообменная камера:

1 — кожух; 2 — трубный пучок; 3 — трубные решетки; D — внутренний диаметр кожуха; d_T — наружный диаметр трубки; p_M — избыточное давление в межтрубном пространстве; p_T — избыточное давление в трубном пространстве; s_K — толщина стенки кожуха; s_T — толщина стенки трубки

пространстве, деформации трубок и кожуха могут существенно отличаться по величине.

Если бы кожух и трубный пучок не были жестко связаны трубными решетками, то при нагреве до рабочих температур удлинения трубок Δ_t^t и кожуха Δ_k^t составили бы:

$$\Delta_t^t = \alpha_t L(t_t - t_0), \quad (8.1)$$

$$\Delta_k^t = \alpha_k L(t_k - t_0). \quad (8.2)$$

Под воздействием избыточного давления удлинения трубок Δ_t^p и кожуха Δ_k^p составили бы:

$$\Delta_t^p = \frac{\mu \sigma_t^{(p_t - p_m)} L}{E_t} = \frac{\mu (p_t - p_m) (d_t - s_t) L}{2 s_t E_t}, \quad (8.3)$$

$$\Delta_k^t = \frac{\mu \sigma_k^{(p_m)} L}{E_t} = \frac{\mu p_m (D + s_k) L}{2 s_k E_k}. \quad (8.4)$$

Поскольку давления в трубном и межтрубном пространствах и температуры кожуха и трубок в рабочем режиме отличаются, свободные деформации кожуха и трубок также неодинаковы. Кроме того, в реальности трубный пучок и кожух связаны трубными решетками и не могут свободно деформироваться. Возникают ситуации, когда, например, трубки стремятся удлиниться на необходимую им величину, а кожух ограничивает их деформации. В таком случае трубки в условиях стесненной деформации будут испытывать воздействие сжимающих напряжений. Кожух уже деформировался (удлинился) на обусловленную воздействием давления и температуры величину, но продолжает удлиняться под воздействием трубного пучка и испытывает воздействие растягивающих напряжений.

Для того чтобы система «кожух — трубки — трубные решетки» оставалась в равновесии, необходимо учесть дополнительные стесненные деформации, связанные с этими дополнительными напряжениями:

$$\Delta_t^t + \Delta_t^p + \Delta_t^{\text{стесненное}} = \Delta_k^t + \Delta_k^p + \Delta_k^{\text{стесненное}}. \quad (8.5)$$

Дополнительные стесненные деформации очевидно связаны с дополнительными реакциями, возникающими в системе «кожух — трубки — трубные решетки». Поскольку стесненные деформации являются осевыми, то и дополнительные реакции в трубках и кожухе должны действовать в осевом направлении. Данные осевые реакции воспринимаются трубными решетками, в которых по третьему закону Ньютона в ответ также возникают усилия, направленные вдоль оси теплообменной камеры. Для решеток данное направление является поперечным. Решетки под действием разнонаправленных осевых сил, действующих по диаметру кожуха и в местах соединения решетки с трубками, изгибаются и передают свой изгиб кожуху и трубкам. Таким образом, в рабочем режиме нагружения в трубках и в кожухе возникают восемь дополнительных реакций (рис. 8.2):

- осевая сила в каждой трубке N_r , Н;
- осевая сила, распределенная по периметру кожуха Q_k , Н/м;
- поперечная (перерезывающая) сила в трубной решетке, распределенная по периметру сопряжения с кожухом Q_n , Н/м;
- поперечная (перерезывающая) сила в трубной решетке, распределенная по перфорированному периметру Q_a , Н/м;
- изгибающий момент в каждой трубке M_r , Н · м;
- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха, M_k , Н · м/м;
- изгибающий момент в трубной решетке, распределенный по периметру кожуха, M_n , Н · м/м;
- изгибающий момент в трубной решетке, распределенный по перфорированному периметру, M_a , Н · м/м.

Уравнения для расчета дополнительных реакций в системе «кожух — трубки — трубные решетки» можно получить из условий равновесия сил и моментов, действующих на трубные решетки и из условий совместности деформаций всех элементов системы. Подробнее о выводе уравнений равновесия теплообменной камеры читатель может узнать в работах В. М. Говоркова и А. С. Тимонина.

Опасными сечениями кожухотрубного теплообменника, таким образом, являются места сопряжения трубок и кожуха с решетками. Расчет на прочность решеток, кожуха и трубок проводят в данных местах. Для расчета мест сопряжений решетки и трубок выбирают

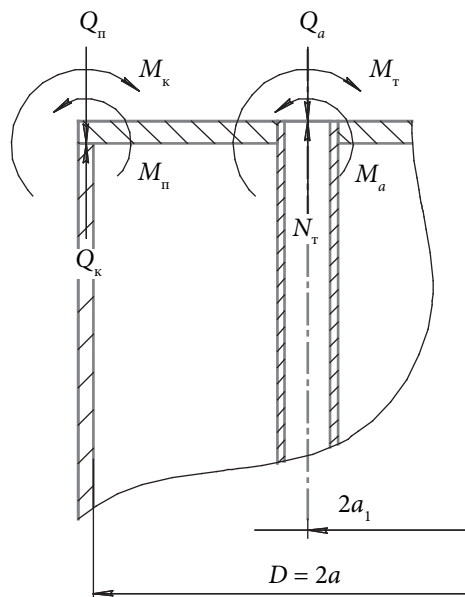


Рис. 8.2. Дополнительные реакции в местах сопряжения кожуха, наиболее удаленной от оси аппарата трубки и трубной решетки: a — внутренний радиус кожуха; a_1 — перфорированный радиус трубной решетки; $N_т$ — осевая сила в трубке; $Q_к$ — распределенная осевая сила в кожухе; $Q_п$ — распределенная поперечная сила в трубной решетке в месте сопряжения с кожухом; Q_a — распределенная по перфорированному периметру поперечная сила в трубной решетке; $M_т$ — изгибающий момент в трубке; $M_к$ — распределенный изгибающий момент в кожухе; $M_п$ — распределенный изгибающий момент в трубной решетке в месте сопряжения с кожухом; M_a — распределенный по перфорированному периметру изгибающий момент в трубной решетке

как наиболее опасное место соединения более удаленной от оси аппарата трубки и решетки. Кожух и трубки в данных узлах проверяют на растяжение-сжатие и изгиб, трубные решетки — на изгиб и срез. Надежность крепления труб в трубных решетках проверяют по осевой силе.

Кроме того, при воздействии на кожух или трубки дополнительных сжимающих сил проводят расчет на устойчивость (см.

подразд. 1.7, 3.3), а решетку между теплообменными трубками проверяют на изгиб как пластину (см. разд. 4).

Для удобства расчет элементов кожухотрубных аппаратов на прочность осуществляют относительно половины длины теплообменной трубки.

8.2. Общая последовательность расчета на прочность кожухотрубного теплообменника с жесткими трубными решетками

Автор считает необходимым предостеречь читателя от выполнения расчетов на прочность кожухотрубных теплообменников по учебной литературе и различным техническим справочникам. При всех неоспоримых достоинствах таких изданий в них зачастую изложены методики, применявшиеся до середины 1980-х гг. Современные методики расчета основываются на положениях, изложенных в РД-26-14-88 [36]. Данный руководящий документ, в отличие от более ранних нормативных документов, подходит к расчету кожухотрубных теплообменников более строго. В частности, документ не разрешает выполнение упрощенного расчета на прочность, не учитывающего дополнительные изгибающие моменты в системе «кожух — трубки — трубные решетки» и позволяющего не выполнять расчет трубных решеток на срез.

Нормативный расчет на прочность кожухотрубных теплообменников следует осуществлять по актуальным стандартам (на момент написания данного учебного пособия — **ГОСТ 34233.7-2017** [13]). Методиками расчета на прочность кожухотрубных теплообменников, представленными в справочниках и учебной литературе, изданной до 1990-х гг. (а часто изданной или переизданной позже), следует пользоваться с большой осторожностью. При этом такую литературу и более ранние нормативные документы, по мнению автора, можно и нужно использовать в образовательных целях.

Согласно **ГОСТ 34233.7-2017** нормативный расчет на прочность кожухотрубного теплообменника с жесткими трубными решетками осуществляют следующим образом:

- проводят расчет вспомогательных геометрических характеристик и характеристик жесткости элементов кожухотрубного теплообменника;
- определяют приведенные нагрузки (давления), действующие на трубные решетки и фланцы теплообменной камеры;
- по найденным значениям приведенных нагрузок рассчитывают дополнительные реакции (силы и изгибающие моменты), действующие на систему «кожух — трубки — трубные решетки»;
- выполняют расчет напряжений в опасных сечениях теплообменной камеры;
- выполняют проверку прочности трубной решетки на срез; при необходимости выполняют проверку прочности трубной решетки в условиях малоциклового усталости; если заданы дополнительные требования к жесткости трубной решетки, проводят расчет трубной решетки на жесткость; проверяют прочность трубной решетки при работе на изгиб между трубками;
- проверяют условия прочности и устойчивости кожуха в условиях статического нагружения и, если это требуется, в условиях малоциклового усталости;
- проверяют условия прочности и, если требуется, жесткости и устойчивости труб;
- для многоходовых по трубному пространству аппаратов проверяют условия прочности перегородок;
- проверяют условие надежности крепления труб в трубных решетках.

8.3. Пример расчета теплообменной камеры с жесткими трубными решетками

Исходные данные. Необходимо рассчитать на статическую прочность в рабочем режиме теплообменную камеру конденсатора опытной выпарной установки. Кожух конденсатора изготовлен из трубы $219 \times 3,5$ мм. Трубный пучок состоит из семи трубок $32 \times 2,5$ мм. Трубки расположены по вершинам правильных треугольников с шагом 60 мм. Длина трубок 1000 мм. Основной

конструкционный материал — сталь 09Г2С. Трубы закреплены в трубных решетках, выполненных совместно с фланцами ГОСТ 33259–2015, тип 01, исполнение В РН 6 [37, с. 16]. Толщины трубных решеток равны толщинам фланцевых колец.

В межтрубное пространство подается насыщенный вторичный водяной пар с абсолютным давлением 0,1 МПа и температурой 100 °С. В трубное пространство подается охлаждающая вода из заводской сети с температурой 25 °С под избыточным давлением 0,4 МПа. При расчетах принять температуру стенки кожуха равной 100 °С, трубки — 30 °С.

Прибавка на компенсацию коррозии 0,5 мм.

Допустимое напряжение и теплофизические свойства. Для стали 09Г2С при расчетных температурах кожуха, трубки и сборки аппарата по ГОСТ 34233.1–2017 допустимое напряжение составляет соответственно 160, 174 и 177 МПа [7, с. 13]. В заданном диапазоне температур модуль упругости стали 09Г2С составляет $1,91 \cdot 10^{11}$ Па [Там же, с. 25]. Коэффициент линейного расширения $11,6 \cdot 10^{-6}$ 1/°С [Там же, с. 26].

Расчет вспомогательных характеристик. Рассчитаем по п. 5.2.1 ГОСТ 34233.7–2017 [13, с. 11, 12] вспомогательные геометрические характеристики и характеристики жесткости системы «кожух — трубки — трубные решетки»:

$$m_n = \frac{a}{a_1}; \quad (8.6)$$

внутренний радиус кожуха

$$a = 0,5(219 - 3,5 \cdot 2) = 106 \text{ мм};$$

радиус перфорированной части трубной решетки a_1 определим графически (рис. 8.3), $a_1 = 60$ мм. Тогда

$$m_n = \frac{106}{60} = 1,77.$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку:

$$\eta_m = 1 - \frac{id_\tau^2}{4a_1^2}, \quad (8.7)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{i(d_t - 2s_t)^2}{4a_1^2}, \quad (8.8)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{7 \cdot 32^2}{4 \cdot 60^2} = 0,50,$$

$$\eta_t = 1 - \frac{7(32 - 2 \cdot 2,5)^2}{4 \cdot 60^2} = 0,75.$$

Модуль упругости системы труб:

$$K_y = \frac{E_t(\eta_t - \eta_m)}{l}, \quad (8.9)$$

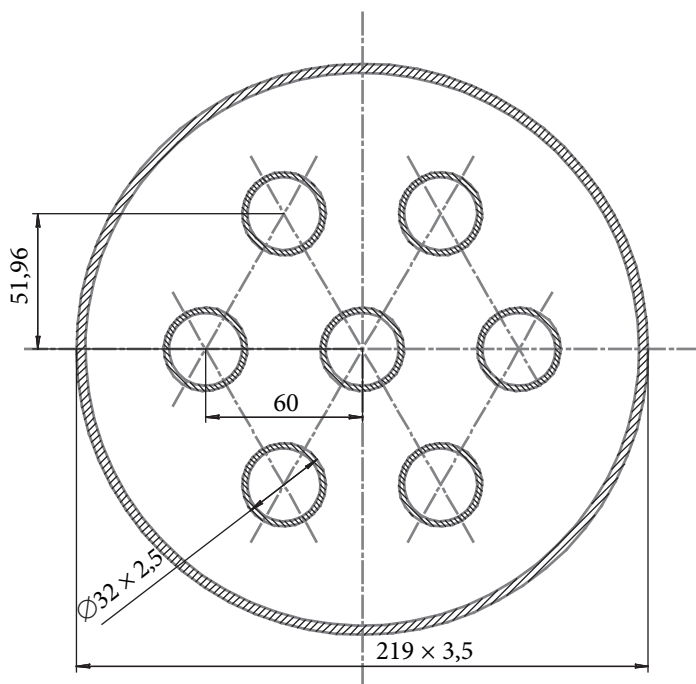


Рис. 8.3. Радиальное сечение конденсатора

$$K_y = \frac{1,91 \cdot 10^{11} (0,75 - 0,50)}{0,5} = 0,96 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^3.$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха:

$$\rho = \frac{K_y a_1 l}{E_k s_k}, \quad (8.10)$$

$$\rho = \frac{0,96 \cdot 10^{11} \cdot 0,06 \cdot 0,5}{1,91 \cdot 10^{11} \cdot 0,0035} = 4,31.$$

Поскольку компенсаторы на нашем конденсаторе отсутствуют, $K_p = K_q = 1$.

Коэффициент системы «решетка — трубы» вычислим по уравнению

$$\beta = \frac{1,82}{s_p} \sqrt[4]{\frac{K_y s_p}{\psi_0 E_p}}, \quad (8.11)$$

толщину решетки, согласно исходным данным, примем по толщине кольца совмещенного с решеткой фланца, равной 22 мм. Коэффициент жесткости трубной решетки ψ_0 примем по табл. Б.1 прил. Б ГОСТ 34233.7–2017 по вычисленному ранее значению $\eta_T - \psi_0 = 0,33$ [13, с. 40]. Тогда по уравнению (8.11)

$$\beta = \frac{1,82}{0,022} \sqrt[4]{\frac{0,96 \cdot 10^{11} \cdot 0,022}{0,33 \cdot 1,91 \cdot 10^{11}}} = 35,39 \text{ 1/м}.$$

Безразмерный параметр системы «решетка — трубы»

$$\omega = \beta a_1, \quad (8.12)$$

$$\omega = 35,39 \cdot 0,06 = 2,12.$$

Также по прил. Б ГОСТ 34233.7–2017 рассчитаем коэффициент ослабления трубной решетки отверстиями под трубки [Там же]:

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_0}{t_p}, \quad (8.13)$$

$$\varphi_p = 1 - \frac{32}{60} = 0,46.$$

В дальнейшем для определения приведенной нагрузки на фланцы теплообменной камеры нам потребуются коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе и коэффициенты системы «кожух — решетка». Рассчитаем данные величины по прил. В ГОСТ 34233.7–2017 [13, с. 41]. В нашем случае расчет несколько упростится из-за того, что теплообменная камера и соединенные с ней приемная и отводная камеры охлаждающей воды имеют фланцы одинаковой конструкции, вследствие чего $\beta_1 = \beta_2$, $K_1 = K_2$, $K_{\phi 1} = K_{\phi 2}$.

Коэффициент системы «кожух — решетка»

$$\beta_1 = \frac{1,3}{\sqrt{as_1}}, \quad (8.14)$$

$$\beta_1 = \frac{1,3}{\sqrt{0,106 \cdot 0,0035}} = 64,50 \text{ 1/м.}$$

Коэффициент жесткости втулки фланца

$$K_1 = \frac{\beta_1 a E_k s_k^3}{5,5 R_1}, \quad (8.15)$$

где R_1 — радиус центра тяжести тарелки фланца, м;

$$R_1 = \frac{D_n + D}{4}, \quad (8.16)$$

где D_n — наружный диаметр фланца, м.

По ГОСТ 33259–2015 наружный диаметр принятого нами фланца составляет 320 мм [37, с. 16], тогда

$$R_1 = \frac{320 + 212}{4} = 133 \text{ мм} = 0,133 \text{ м.}$$

$$K_1 = \frac{64,5 \cdot 0,106 \cdot 1,91 \cdot 10^{11} \cdot 0,0035^3}{5,5 \cdot 0,133} = 76\,540 \text{ Н} \cdot \text{м/м}.$$

Коэффициент жесткости фланца

$$K_{\phi 1} = \frac{E h_1^3 b_1}{12 R_1^2} + K_1 \left(1 + \frac{\beta_1 h_1}{2} \right), \quad (8.17)$$

где h_1 — толщина тарелки (кольца) фланца, м; b_1 — ширина тарелки (кольца) фланца, м.

Ширину тарелки фланца рассчитаем по уравнению

$$b_1 = \frac{D_{\text{н}} - D}{2}, \quad (8.18)$$

$$b_1 = \frac{320 - 212}{2} = 54 \text{ мм} = 0,054 \text{ м}.$$

Тогда по уравнению (8.16)

$$K_{\phi 1} = \frac{1,91 \cdot 10^{11} \cdot 0,022^3 \cdot 0,054}{12 \cdot 0,133^2} + 76\,540 \left(1 + \frac{64,5 \cdot 0,022}{2} \right) = 648\,226 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения

$$K_{\phi} = K_{\phi 1} + K_{\phi 2}, \quad (8.19)$$

$$K_{\phi} = 648\,226 + 648\,226 = 1\,296\,452 \text{ Н} \cdot \text{м/м}.$$

Отметим, что в ГОСТ 34233.7–2017 размерность коэффициентов жесткости K_1 , K_2 , $K_{\phi 1}$, $K_{\phi 2}$ и K_{ϕ} приведена с опечаткой. Правильная размерность этих коэффициентов Н · м/м или (формально) Н.

Расчет усилий в элементах теплообменной камеры. Результирующую нагрузку на трубную решетку рассчитывают по уравнению [13, с. 12]

$$\begin{aligned} p_0 = & \left[\alpha_{\kappa} (t_{\kappa} - t_0) - \alpha_{\tau} (t_{\tau} - t_0) \right] l K_y + \\ & + \left[\eta_{\tau} - 1 + m_{\text{cp}} + m_n (m_n + 0,5 \rho K_q) \right] p_{\tau} - \\ & - \left[\eta_{\text{м}} - 1 + m_{\text{cp}} + m_n (m_n + 0,3 \rho K_p) \right] p_{\text{м}}, \end{aligned} \quad (8.20)$$

$$m_{\text{cp}} = 0,15 \frac{i(d_{\tau} - s_{\tau})^2}{a_1^2}. \quad (8.21)$$

Ранее отмечалось, что равновесие системы «кожух — трубки — трубные решетки» определяется разностью деформаций трубок и кожуха под действием температурных нагрузок и разности давлений в трубном и межтрубном пространствах (см. подразд. 8.2). Уравнение (8.20) отражает физический смысл данного равновесия: в правой части уравнения (8.20) первое слагаемое соответствует приведенной нагрузке, вызванной перепадом температур, второе и третье слагаемые — приведенной нагрузке, возникающей в результате разности давлений в трубном и межтрубном пространствах.

$$m_{\text{cp}} = 0,15 \frac{7(0,032 - 0,0025)^2}{0,060^2} = 0,21,$$

$$\begin{aligned} p_0 = & \left[11,6 \cdot 10^{-6} (100 - 20) - 11,6 \cdot 10^{-6} (30 - 20) \right] \cdot 0,5 \cdot 0,96 \cdot 10^{11} + \\ & + \left[0,75 - 1 + 0,21 + 1,77 (1,77 + 0,5 \cdot 4,31 \cdot 1) \right] 0,4 \cdot 10^6 - \\ & - \left[0,50 - 1 + 0,21 + 1,77 (1,77 + 0,3 \cdot 4,31 \cdot 1) \right] \cdot 0 = 42 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычислим по уравнению

$$\rho_1 = \frac{K_y a a_1}{\beta^2 K_{\phi} R_1}, \quad (8.22)$$

$$\rho_1 = \frac{0,96 \cdot 10^{11} \cdot 0,106 \cdot 0,06}{35,39^2 \cdot 1\,296\,452 \cdot 0,133} = 2,83.$$

Используя ранее рассчитанное значение безразмерного параметра системы «решетка — трубы» ω , определим по табл. 1 ГОСТ 34233.7–2017 [13, с. 12] методом линейной интерполяции значения вспомогательных коэффициентов Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 , учитывающих поддерживающее влияние труб: $\Phi_1 = 2,98$; $\Phi_2 = 1,52$; $\Phi_3 = 2,99$.

Значения вспомогательных коэффициентов T_1 , T_2 , T_3 , учитывающих влияние беструбного края и влияние труб, рассчитаем по уравнениям [13, с. 13]

$$T_1 = \Phi_1 [m_n + 0,5(1 + m_n t)(t - 1)], \quad (8.23)$$

$$T_2 = \Phi_2 t, \quad (8.24)$$

$$T_3 = \Phi_3 m_n, \quad (8.25)$$

где $t = 1 + 1,4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1)$ — вспомогательный параметр.

В нашем случае значение вспомогательного параметра t составляет 2,82, тогда по уравнениям (8.23)–(8.25) получим

$$T_1 = 2,47 [1,77 + 0,5(1 + 1,77 \cdot 2,82)(2,82 - 1)] = 23,83,$$

$$T_2 = 0,88 \cdot 2,82 = 2,48,$$

$$T_3 = 2,06 \cdot 1,77 = 3,65.$$

Перерезывающую силу и изгибающий момент в трубной решетке в месте сопряжения с кожухом определим по уравнениям [Там же]

$$Q_n = a_1 \frac{p_0(T_3 + \rho_1) - p_1 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2}, \quad (8.26)$$

$$M_n = \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \frac{p_1(T_1 + \rho K_q) - p_0 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2}. \quad (8.27)$$

Приведенную нагрузку на фланцы для расчета реакций по уравнениям (8.26), (8.27) определим следующим образом [Там же]:

$$p_1 = \frac{K_y}{\beta K_\phi} (m_1 p_m - m_2 p_\tau). \quad (8.28)$$

Так как в нашем случае фланцы теплообменной, приемной и отводной камер имеют одинаковую конструкцию, коэффициенты влияния давления на изгиб фланцев равны друг другу: $m_1 = m_2$;

$$m_1 = \frac{1 + \beta_1 h_1}{2\beta_1^2}, \quad (8.29)$$

$$m_1 = \frac{1 + 64,50 \cdot 0,022}{2 \cdot 64,50^2} = 0,0002.$$

Тогда по уравнениям (8.28), (8.26), (8.27) получим

$$p_1 = \frac{0,96 \cdot 10^{11}}{35,39 \cdot 1296452} (0,0002 \cdot 0 - 0,0002 \cdot 0,4 \cdot 10^6) = -2 \text{ МПа},$$

$$Q_{\pi} = 0,06 \cdot \frac{42 \cdot 10^6 (3,65 + 2,83) + 2 \cdot 10^6 \cdot 2,48}{(23,83 + 4,31 \cdot 1)(3,65 + 2,83) - 2,48^2} = 94472 \text{ Н/м},$$

$$M_{\pi} = \left(\frac{0,06}{35,39} \right) \frac{-2 \cdot 10^6 (23,83 + 4,31 \cdot 1) - 42 \cdot 10^6 \cdot 2,48}{(23,83 + 4,31 \cdot 1)(3,65 + 2,83) - 2,48^2} = -1545 \text{ Н} \cdot \text{м/м}.$$

Перерезывающую силу и изгибающий момент в трубной решетке, распределенные по перфорированному периметру, найдем следующим образом [13, с. 13]:

$$Q_a = m_{\pi} Q_{\pi}, \quad (8.30)$$

$$M_a = M_{\pi} + (a - a_1) Q_{\pi}, \quad (8.31)$$

$$Q_a = 1,77 \cdot 94472 = 167215 \text{ Н/м},$$

$$M_a = -1545 + (0,106 - 0,06) \cdot 94472 = 2800 \text{ Н} \cdot \text{м/м}.$$

Реакции в теплообменных трубках:

$$N_{\tau} = \frac{\pi a_1}{i} \left[(\eta_m p_m - \eta_{\tau} p_n) a_1 + \Phi_1 Q_a + \Phi_2 \beta M_a \right], \quad (8.32)$$

$$N_{\tau} = \frac{\pi \cdot 0,06}{7} \left[(0,50 \cdot 0 - 0,75 \cdot 0,4 \cdot 10^6) 0,06 + \right. \\ \left. + 2,98 \cdot 167\,215 + 1,52 \cdot 35,39 \cdot 2800 \right] = 16\,981 \text{ Н},$$

$$M_{\tau} = \frac{E_{\tau} J_{\tau} \beta}{K_y a_1 l_{\text{нр}}} (\Phi_2 Q_a + \Phi_3 \beta M_a). \quad (8.33)$$

Поскольку в нашем аппарате нет перегородок по межтрубному пространству, приведенная длина трубки равна половине ее длины. Момент инерции поперечного сечения трубки рассчитаем по уравнению

$$J_{\tau} = \frac{\pi (d_{\tau}^4 - (d_{\tau} - 2s_{\tau})^4)}{64}, \quad (8.34)$$

$$J_{\tau} = \frac{\pi (0,032^4 - (0,032 - 2 \cdot 0,0025)^4)}{64} = 5,14 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$M_{\tau} = \frac{1,91 \cdot 10^{11} \cdot 5,14 \cdot 10^{-8} \cdot 35,39}{0,96 \cdot 10^{11} \cdot 0,06 \cdot 0,6} (1,52 \cdot 167\,215 + 2,99 \cdot 35,39 \cdot 2800) = \\ = 34 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Реакции в кожухе [13, с. 14]:

$$Q_{\kappa} = \frac{a}{2} p_{\tau} - Q_n, \quad (8.35)$$

$$Q_{\kappa} = \frac{0,106}{2} 0,4 \cdot 10^6 - 94\,472 = -73\,272 \text{ Н/м},$$

$$M_{\kappa} = \frac{K_1}{\rho_1 K_{\phi} \beta} (T_2 Q_{\pi} + T_3 \beta M_{\pi}) - \frac{P_m}{2\beta_1^2}, \quad (8.36)$$

$$\begin{aligned} M_{\kappa} &= \frac{76\,540}{2,83 \cdot 1\,296\,452 \cdot 35,39} (23,83 \cdot 94\,472 - 3,65 \cdot 35,39 \cdot 1545) = \\ &= 1209 \text{ Н} \cdot \text{м/м}. \end{aligned}$$

Поскольку распределенная по периметру кожуха осевая сила имеет отрицательное значение, кожух работает в условиях риска потери устойчивости. Для дальнейших поверочных расчетов по ГОСТ 34233.2–2017 [13] приведем распределенное по периметру кожуха осевое усилие к виду осевой силы:

$$F = \pi D Q_{\kappa}, \quad (8.37)$$

$$F = \pi \cdot 0,212 \cdot 73\,272 = 48\,776 \text{ Н}.$$

Расчет напряжений в элементах теплообменной камеры. Для проверки прочности теплообменной камеры в условиях статического нагружения необходимо рассчитать пять напряжений:

— касательные напряжения в решетке в месте сопряжения с кожухом τ_{p1} ;

— касательные напряжения в сечении по перфорированному диаметру трубной решетки τ_{p2} ;

— осевое напряжение в кожухе σ_{MX} ;

— меридиональное напряжение в трубках σ_{1r} ;

— кольцевое напряжение в трубках σ_{2r} .

Рассчитаем данные напряжения по ГОСТ 34233.7–2017 [Там же, с. 15, 16]:

$$\tau_{p1} = \frac{|Q_{\pi}|}{(s_p - c)}, \quad (8.38)$$

$$\tau_{p1} = \frac{|94\,472|}{(0,022 - 0,0005)} = 4 \text{ МПа};$$

$$\tau_{p2} = \frac{|Q_a|}{(s_p - c)}, \quad (8.39)$$

$$\tau_{p2} = \frac{|167\,215|}{(0,022 - 0,0005)} = 8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{MX} = \frac{|Q_k|}{(s_k - c)}, \quad (8.40)$$

$$\sigma_{MX} = \frac{|-73\,272|}{(0,0035 - 0,0005)} = 24 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{1T} = \frac{|N_T|}{\pi(d_T - s_T)s_T}, \quad (8.41)$$

$$\sigma_{MX} = \frac{|16\,981|}{\pi(0,032 - 0,0025)0,0025} = 73 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{2T} = \frac{(d_T - s_T) \max\{|p_T|; |p_M|; |p_T - p_M|\}}{2s_T}, \quad (8.42)$$

$$\sigma_{2T} = \frac{(0,032 - 0,0025) \cdot 0,4 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,0025} = 2 \text{ МПа}.$$

Проверка прочности трубных решеток. Проверку статической прочности трубных решеток проводят по касательным напряжениям (т. е. на срез) по следующему условию [13, с. 17] (сравните с уравнением (2.40)):

$$\max\{\tau_{p1}; \tau_{p2}\} \leq 0,8[\sigma]_p, \quad (8.43)$$

$$\max\{4; 8\} = 8 \text{ МПа} \leq 0,8 \cdot 174 = 139 \text{ МПа}.$$

Условие статической прочности выполняется.

Прочность трубной решетки при работе на изгиб на площади решетки, не занятой трубками, проверяют по уравнению [13, с. 21]

$$s_p \geq 0,5D_E \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_p}} + c. \quad (8.44)$$

Максимальное давление на трубную решетку в нашем случае действует со стороны трубного пространства и составляет 0,4 МПа. Максимальный диаметр окружности, вписанной в площадь решетки, не занятую трубками, определим графически по рис. 8.4. В нашем случае данный диаметр составляет 50,85 мм.

Таким образом,

$$s_p = 22 \text{ мм} > 0,5 \cdot 50,85 \sqrt{\frac{0,4}{174}} + 0,5 = 1,72 \text{ мм}.$$

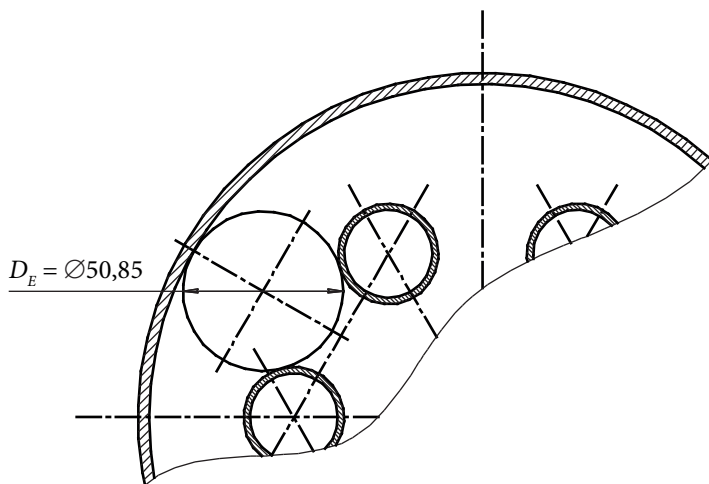


Рис. 8.4. Определение диаметра окружности, вписанной в площадь решетки

Условие прочности трубной решетки при работе на изгиб между трубками выполняется.

Условие прочности кожуха при воздействии дополнительной осевой силы, вызванной стесненными деформациями, проверяют по условию [13, с. 17] (сравните с уравнением (5.1))

$$\sigma_{MX} \leq 1,3[\sigma]_k, \quad (8.45)$$

$$24 \text{ МПа} < 1,3 \cdot 160 = 208 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Напомним, что кожух испытывает сжатие и требует проверки на устойчивость согласно ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 10, 11]. Допустимую сжимающую силу для обечайки с соотношением длины и диаметра менее десяти определяют по уравнениям

$$[F] = \frac{[F]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_n}{[F]_E} \right)^2}}, \quad (8.46)$$

$$[F]_n = \pi(D + s - c)(s - c)[\sigma]\varphi, \quad (8.47)$$

$$[F]_E = \frac{31,0 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (8.48)$$

где $[F]$ — допустимая осевая сила, Н; $[F]_n$ — допустимая осевая сила из условий прочности, Н; $[F]_E$ — допустимая осевая сила из условий устойчивости, Н; n_y — коэффициент запаса устойчивости, для рабочих условий $n_y = 2,4$.

Поскольку кожух теплообменной камеры изготовлен из бесшовной трубы, коэффициент сварного шва φ равен единице. Тогда по уравнениям (8.47), (8.48) и (8.45) получим

$$[F]_n = \pi(0,212 + 0,0035 - 0,0005)(0,0035 - 0,0005) \cdot 160 \cdot 10^6 = 0,323 \text{ МН},$$

$$[F]_E = \frac{31,0 \cdot 10^{-5} \cdot 1,91 \cdot 10^{11}}{2,4} \cdot 0,212^2 \left[\frac{100(0,0035 - 0,0005)}{0,212} \right]^{2,5} = 2,641 \text{ МН},$$

$$[F] = \frac{0,323}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,323}{2,641} \right)^2}} = 0,321 \text{ МН}.$$

Проверим условия прочности и устойчивости:

$$F = 0,049 \text{ МН} < [F] = 0,321 \text{ МН}.$$

Условия прочности и устойчивости выполняются.

Проверка прочности теплообменных трубок. Условие статической прочности трубок имеет вид [13, с. 16]

$$\max \{ \sigma_{1T}; \sigma_{2T} \} \leq [\sigma]_T, \quad (8.49)$$

$$\max \{ 73; 2 \} = 73 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Поскольку трубки испытывают растяжение и не установлены дополнительные требования по жесткости трубок, дополнительных проверок не требуется.

Проверка надежности крепления трубок в трубных решетках. Осевая сила N_T , действующая на трубки, стремится «выбить» их из трубных решеток. Нагрузку от данной силы воспринимает сварное или (и) вальцованное соединение трубки и трубной решетки. Для сварного соединения труб и трубных решеток условие прочности соединения трубной решетки и трубки проверяют по касательному напряжению (т.е. на срез) [Там же, с. 18, 19]:

$$\tau = \frac{|N_T| d_T + 4 |M_T|}{\pi d_T^2 \delta} \leq \varphi_c \cdot \min \{ [\sigma]_T; [\sigma]_p \}, \quad (8.50)$$

$$\varphi_c = \min \{ 0,5; (0,95 - 0,2 \lg(N)) \}, \quad (8.51)$$

где N — количество циклов нагружения теплообменника.

Так как нам необходимо произвести расчет для условий статического нагружения, принимаем коэффициент φ_s равным 0,5. Высоту (катет) сварного шва примем по ГОСТ 5264–80 [38]. Сварку трубок с трубными решетками для нашей конструкции теплообменника мы можем осуществить сварным швом Т1. В таком случае высота сварного шва составляет, согласно требованиям ГОСТ 5264–80 для сваривания деталей тоньше 3 мм (толщина стенки нашей трубки 2,5 мм), не менее 3 мм [Там же, с. 5]. Проверим условие (8.50) с учетом данных замечаний:

$$\tau = \frac{|16\,981| \cdot 0,032 + 4 \cdot |34|}{\pi \cdot 0,032^2 \cdot 0,003} = 70 \text{ МПа} < 0,5 \cdot 160 = 80 \text{ МПа}.$$

Условие надежности крепления для сварного соединения теплообменных трубок и трубных решеток в условиях статического нагружения выполняется.

Таким образом, прочность элементов теплообменной камеры конденсатора для геометрических размеров и условий нагружения, принятых согласно исходным данным, обеспечена.

9. НОРМАТИВНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОПОРНЫХ УЗЛОВ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

Принятые условные обозначения

- a — длина выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, мм
- b — ширина седловой опоры, мм
- b_4 — ширина опорной лапы, мм
- c — прибавка на коррозию и эрозию, мм
- D — внутренний диаметр аппарата в месте расположения опоры, мм
- d_2 — наружный диаметр опорной стойки, мм
- d_3 — диаметр подкладного листа опорной стойки, мм
- d_4 — диаметр окружности опирания опорной стойки, мм
- d_e — эффективный диаметр опорной стойки, мм
- E — модуль упругости, Па
- e — консоль эквивалентного сосуда, мм
- e_1 — вылет точки опирания опорной лапы, мм
- F_1, F_2 — нагрузка на опору, Н
- F_e — эффективное усилие от местных мембранных напряжений, Н
- $[F]$ — допустима осевая сила, Н
- $[F_1]$ — допустимая опорная нагрузка, Н
- $[F]_2, [F]_3$ — допустимые меридиональное и кольцевое усилия, Н
- G — нагруженный вес аппарата, Н
- g — расстояние между срединными поверхностями ребер опорной лапы, мм
- H — высота днища, мм
- h_1 — высота опорной лапы, мм
- L — длина аппарата по цилиндрической части, мм
- l_{12} — длина пролета между опорами, мм

K_1-K_{17} — вспомогательные коэффициенты
 M — внешний изгибающий момент, Н · м
 M_0 — изгибающий момент в сечениях на консоли аппарата, Н · м
 M_1, M_2 — изгибающий момент в сечениях над седловыми опорами, Н · м
 M_{12} — изгибающий момент в сечении между седловыми опорами, Н · м
 $[M]$ — допустимый изгибающий момент, Н · м
 n — количество опор
 p — внутреннее избыточное давление, МПа
 $[p]$ — допустимое избыточное давление, МПа
 Q_1, Q_2 — поперечная (перерезывающая) сила над опорой, Н
 $[Q]$ — допустимая поперечная сила над опорой, Н
 q — распределенная по длине аппарата нагрузка от его веса, Н/м
 R — радиус кривизны в вершине днища, мм
 r_m — радиус кривизны днища у опорной окружности, мм
 s — толщина стенки несущего элемента, мм
 s_2 — толщина подкладного листа, мм
 α_2 — угол наклона меридиана у опорной окружности, рад
 β — угол наклона опорной стойки, рад
 δ_1 — угол охвата аппарата седловой опорой, ° (рад)
 ϕ — коэффициент сварного шва
 ν_1 — отношение локальных мембранных напряжений к локальным напряжениям изгиба
 ν_2 — степень нагрузки общими мембранными напряжениями
 $\bar{\sigma}_m$ — общие мембранные напряжения, МПа
 $\bar{\sigma}_{mx}, \bar{\sigma}_{my}$ — кольцевое и меридиональное мембранные напряжения, МПа
 $[\sigma]$ — допустимое напряжение, МПа
 $[\sigma_j]$ — допустимое локальное изгибное напряжение, МПа
 $[\sigma_j]_2, [\sigma_j]_3$ — предельные напряжения изгиба, МПа

9.1. Напряженное состояние опорных узлов

9.1.1. Напряженное состояние при опирании на опорные лапы

В опорных узлах сосудов и аппаратов в ответ на передающиеся на опорные рамы или фундаменты воздействия от веса оборудования и изгибающих моментов по третьему закону Ньютона возникают опорные реакции (см. подразд. 1.5), которые, в свою очередь, воспринимаются элементами корпусов сосудов и аппаратов, соединенными с опорами. Такие реакции приводят к возникновению в корпусах оборудования дополнительных локальных напряжений. Напряжения эти могут быть достаточно высокими, в связи с чем при нормативном расчете на прочность сосудов и аппаратов химической промышленности и смежных отраслей выполняют проверку несущей способности элементов корпусов оборудования в опорных узлах.

Опирающие вертикальных сосудов и аппаратов на опорные рамы осуществляют с помощью опорных лап. Количество опорных лап по ГОСТ 34233.5–2017 принимают равным двум, трем или четырем [11, с. 13]. На практике количество опор может быть большим, в особенности для сосудов с большими диаметрами и нагруженными массами. Однако при использовании более трех опор в одном опорном узле следует обеспечивать точный монтаж оборудования для выравнивания всех опор в одной плоскости. В противном случае часть опор будут «висеть» над опорными поверхностями рамы (т. е. фактически не будут работать), а распределение нагрузки между оставшейся частью опор будет неравномерным, что может привести к возникновению дополнительных изгибающих моментов, передающихся на корпус аппарата.

На рис. 9.1 представлен эскиз узла опирания на опорную лапу. Под воздействием веса аппарата G и внешнего изгибающего момента M , действующего на аппарат, в точках опирания возникают реактивные усилия F_1 . Данные усилия воспринимаются корпусом аппарата в виде локального изгибающего момента M_j с плечом e_1 . То есть несущий опору элемент (цилиндрическая обечайка корпуса) испытывает локальный изгиб. В связи с этим, как будет показано в следующих подразделах, расчет несущей способности корпусов

аппаратов, установленных на опорные лапы, проводят по местным мембранным изгибным напряжениям.

9.1.2. Напряженное состояние при опирании на опорные стойки

Опорные стойки, так же как и опорные лапы, используют для опирания вертикальных аппаратов. Опорные стойки размещают на выпуклых днищах или конических обечайках. Поскольку опорные усилия, передающиеся через стойки на корпус аппарата, приводят к возникновению дополнительных осевых сжимающих усилий (т. е. повышают риск потери устойчивости), не рекомендуется использовать данный тип опор для аппаратов, работающих под наружным избыточным давлением.

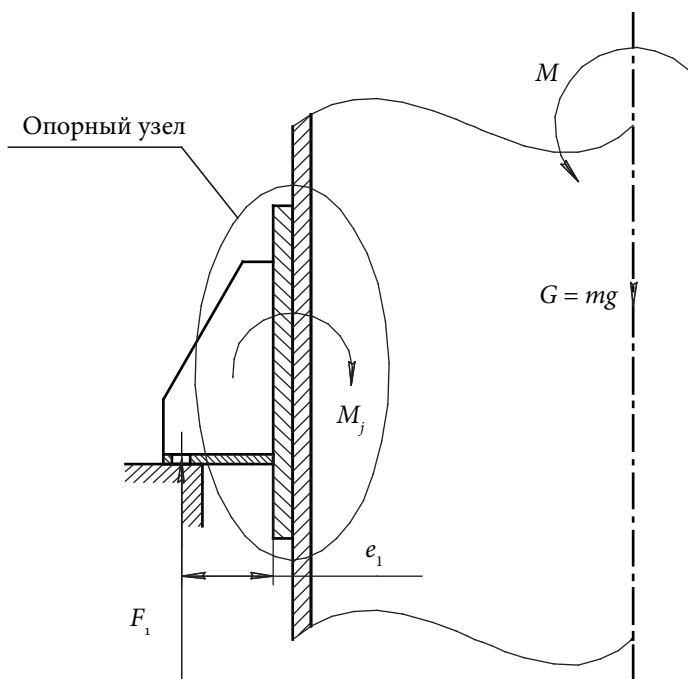


Рис. 9.1. Узел опирания на опорную лапу:

F_1 — опорное усилие; M — внешний изгибающий момент;
 $G = mg$ — нагруженный вес аппарата; M_j — локальный изгибающий момент;
 e_1 — вылет точки опирания

На рис. 9.2 представлен эскиз узла опирания на опорную стойку. Так же как и в случае с опиранием на опорную лапу, под воздействием веса аппарата G и внешнего изгибающего момента M , действующего на аппарат, в точках опирания возникают реактивные усилия F_1 . Данные усилия, как отмечалось ранее, приводят к возникновению в несущем элементе дополнительных сжимающих усилий. Кроме того, если существует радиальный зазор между окружностью опирания по местам крепления опорных стоек к фундаменту (или другой опорной конструкции) и окружностью опирания самих опорных стоек на несущий элемент, сила F_1 формирует в опорном узле локальный изгибающий момент M_j . Проверку несущей способности корпусов аппаратов в местах установки опорных стоек проводят по условиям прочности (от воздействия опорных сил и моментов) и устойчивости при совместном воздействии избыточного давления, изгибающего момента и осевой силы.

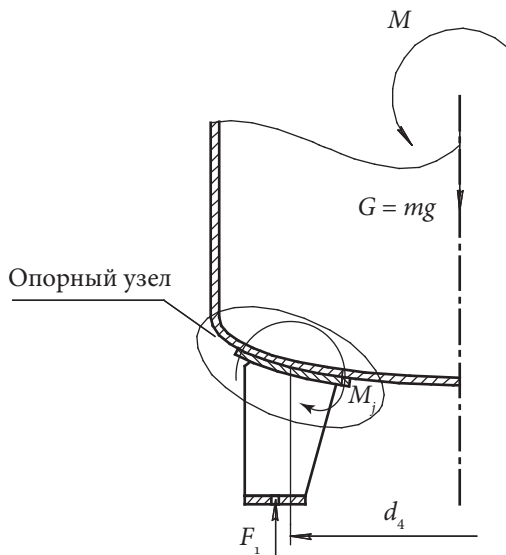


Рис. 9.2. Узел опирания на опорную стойку:

F_1 — опорное усилие; M — внешний изгибающий момент; $G = mg$ — нагруженный вес аппарата; M_j — локальный изгибающий момент; d_4 — диаметр окружности опирания

9.1.3. Напряженное состояние при опирании на седловые опоры

Для опирания горизонтальных сосудов и аппаратов используют седловые опоры. Количество седловых опор принимают, исходя из несущей способности стандартизированных опор и результатов расчета опорных усилий. При этом, в особенности в тех случаях, когда рабочая температура аппарата существенно отличается от температуры монтажа, часть опор по возможности стараются делать подвижными в направлении оси аппарата (например, не крепят их жестко к фундаменту) для обеспечения сводных удлинений корпуса аппарата при температурных деформациях. Расчет активных нагрузок и реакций, действующих на опорные узлы, осуществляют методами сопротивления материалов.

В отличие от случаев с опорными лапами и опорными стойками проверку прочности аппаратов, опирающихся на седловые опоры, проводят не только в опорных узлах (в сечениях над опорами), но и в пролетах между опорами, так как в данных пролетах могут действовать достаточно большие изгибающие моменты.

На рис. 9.3 представлен эскиз аппарата, симметрично установленного на две седловые опоры. Под воздействием нагруженного веса аппарата G в точках опирания возникают реактивные

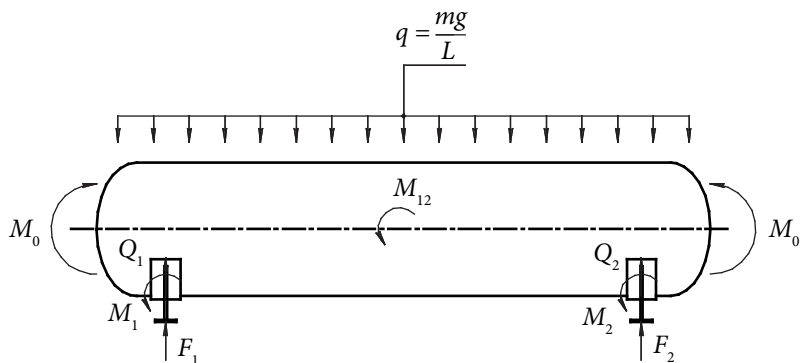


Рис. 9.3. Схема нагружения аппарата, установленного на седловые опоры: F_1, F_2 — опорные усилия; M_1, M_2 — изгибающие моменты над опорами; M_{12} — изгибающий момент в пролете между опорами; M_0 — изгибающий момент на консоли; Q_1, Q_2 — поперечные усилия в сечениях над опорами; q — линейно распределенный вес аппарата; L — приведенная длина аппарата

усилия F_1, F_2 . Поскольку вес аппарата линейно распределен по его длине, на консолях аппарата возникают изгибающие моменты M_0 , также воспринимающиеся опорными узлами под воздействием распределенной нагрузки от веса аппарата q и опорных усилий F_1, F_2 . В пролете между опорами возникает изгибающий момент M_{12} . В сечениях несущего элемента, расположенных непосредственно над опорами, под воздействием распределенной нагрузки от веса аппарата q и опорных усилий F_1, F_2 возникают локальные изгибающие моменты M_1, M_2 . Под действием опорных усилий F_1, F_2 в этих же сечениях действуют поперечные (перерезывающие) силы Q_1, Q_2 . Проверку несущей способности корпуса аппарата в сечении между опорами проводят по условию прочности от воздействия изгибающего момента; проверку несущей способности корпуса аппарата в сечении над опорами — по условию прочности от воздействия опорного усилия и по условию устойчивости при совместном воздействии избыточного давления, изгибающего момента, осевой силы и перерезывающей силы.

9.2. Общая последовательность нормативного расчета на прочность опорных узлов сосудов и аппаратов

9.2.1. Общие сведения о расчете на прочность опорных узлов

Нормативный расчет на прочность опорных узлов сосудов и аппаратов, опирающихся на опорные лапы, опорные стойки и седловые опоры, осуществляют согласно ГОСТ 34233.5–2017 [11]. Кроме того, данный стандарт предусматривает расчет несущей способности обечаек и днищ в местах установки несущих ушек, применяющихся при монтаже сосудов и аппаратов. Методика расчета на прочность несущих элементов в местах установки несущих ушек практически идентична методике расчета узлов опирания на опорные лапы; читатель может ознакомиться с данной методикой самостоятельно. Расчет монтажных штуцеров или несущей способности элементов корпусов сосудов и аппаратов в режиме монтажа осуществляется аналогично расчету мест установки несущих ушек. Расчету опорных

узлов колонных аппаратов посвящен отдельный ГОСТ 34233.9–2017 [15], который в нашем учебном пособии не рассматривается.

Следует отметить, что в ГОСТ 34233.5–2017 [11] не уделено внимания вопросам расчета на прочность элементов опорных конструкций. Данный стандарт содержит методики проверки несущей способности элементов корпусов сосудов и аппаратов, на которые устанавливаются опоры, т. е. способность обечаек и днищ сохранять прочность и устойчивость под воздействием опорных нагрузок. Опорные конструкции стандартизированы, сведения об их основных размерах и требованиях к их конструкции приводятся в соответствующих государственных и отраслевых стандартах и альбомах типовых конструкций. Выбор опор осуществляют по расчетному усилию, действующему на опору, для этого из стандартного ряда принимают опору с ближайшей большей к расчетной несущей способностью.

В тех случаях когда требуется использование нестандартного опорного узла, расчет элементов опорных конструкций осуществляют методами сопротивления материалов или другими доступными методами (например, методом конечных элементов). Проверку несущей способности элементов корпуса сосуда или аппарата с нестандартными опорами проводят по нормативным методикам.

В случае необходимости опорные узлы укрепляются подкладными листами и (или) укрепляющими кольцами. При использовании подкладных листов толщину подкладного листа принимают большей или равной толщине стенки несущего элемента. При использовании укрепляющих колец нормативный расчет сводится главным образом к расчету прочности и жесткости укрепляющих колец.

9.2.2. Последовательность расчета узлов опирания на опорные лапы

Согласно ГОСТ 34233.5–2017 нормативный расчет цилиндрических обечаек в местах установки опорных лап осуществляют следующим образом:

— выполняют расчет по выбору основных размеров и поверочный расчет несущего элемента от воздействия внутреннего или на-

ружного избыточного давления, внешних осевых сил и изгибающих моментов и другие необходимые нормативные расчеты;

- определяют нагруженный вес аппарата;
- определяют нагрузку на одну опорную лапу;
- по определенной нагрузке на одну опорную лапу выбирают стандартные лапы с ближайшей большей номинальной несущей способностью;
- рассчитывают допустимое локальное изгибное напряжение в месте установки опорных лап;
- по основным размерам принятых опорных лап определяют вспомогательные коэффициенты влияния геометрических размеров опорных конструкций на нагрузку, воспринимаемую несущим элементом;
- рассчитывают допустимую опорную нагрузку на несущий элемент;
- выполняют проверку прочности несущего элемента по опорной нагрузке.

9.2.3. Последовательность расчета узлов опирания на опорные стойки

Согласно ГОСТ 34233.5–2017 нормативный расчет выпуклых днищ и конических обечаек в местах установки опорных стоек выполняют в следующей последовательности:

- выполняют расчет по выбору основных размеров и поверочный расчет несущего элемента от воздействия внутреннего или наружного избыточного давления, внешних осевых сил и изгибающих моментов, другие необходимые нормативные расчеты;
- определяют нагруженный вес аппарата;
- определяют нагрузки на одну опорную стойку: опорное усилие и, при наличии, локальный изгибающий момент;
- по определенному опорному усилию на одну опорную стойку выбирают стандартные опорные стойки с ближайшей большей номинальной несущей способностью;
- по основным размерам принятых опорных стоек определяют вспомогательные коэффициенты влияния геометрических размеров

опорных конструкций на воспринимаемые несущим элементом опорные реакции;

- рассчитывают допустимое опорное усилие и допустимый локальный изгибающий момент;

- выполняют проверку прочности несущего элемента по опорному усилию и локальному изгибающему моменту;

- выполняют проверку устойчивости несущего элемента по условию совместности воздействия избыточного давления, опорного усилия и локального изгибающего момента.

9.2.4. Последовательность расчета узлов опирания на седловые опоры

ГОСТ 34233.5–2017 предусматривает следующую последовательность нормативного расчета несущей способности цилиндрической обечайки в местах установки седловых опор и в пролетах между опорами:

- выполняют расчет по выбору основных размеров и поверочный расчет несущего элемента от воздействия внутреннего или наружного избыточного давления, внешних осевых сил и изгибающих моментов и другие необходимые нормативные расчеты;

- определяют нагруженный вес аппарата;

- определяют нагрузки на опорные узлы и несущий элемент в пролете между опорами: опорные усилия, поперечные силы, действующие на обечайку в сечениях над опорами, локальные изгибающие моменты в сечениях над опорами и максимальный изгибающий момент в пролете между опорами; для этого расчетную схему аппарата сводят к балке кольцевого сечения и проводят расчет сил и моментов методами сопротивления материалов;

- по расчетным опорным усилиям принимают стандартные седловые опоры с ближайшими большими номинальными несущими способностями;

- проверяют прочность и устойчивость обечайки в пролетах между опорами по расчетным изгибающим моментам, действующим между опорами; для аппаратов, работающих под избыточным наружным давлением, проверяют условие совместности воздействия избыточного давления и изгибающего момента; при этом допусти-

мые изгибающие моменты и избыточные давления рассчитывают по ГОСТ 34233.2–2017 [8];

- для каждого опорного узла по геометрическим размерам принятых седловых опор и геометрическим размерам аппарата рассчитывают коэффициенты влияния формы опорных конструкций на опорные реакции в сечениях над опорами;

- для каждого опорного узла рассчитывают предельные локальные изгибные напряжения;

- для каждого опорного узла рассчитывают допустимые опорные усилия и выполняют проверку прочности по опорным усилиям;

- для каждого опорного узла рассчитывают эффективные усилия на опорные узлы;

- для каждого опорного узла выполняют проверку прочности и устойчивости по условию совместного воздействия избыточного давления, эффективного усилия, локального изгибающего момента и поперечной силы в сечении над опорой; при этом допустимые значения нагрузок рассчитывают по ГОСТ 34233.2–2017 [Там же].

9.3. Примеры нормативного расчета на прочность опорных узлов сосудов и аппаратов

9.3.1. Пример расчета узла опирания обечайки на опорные лапы

Исходные данные. Рассчитать на статическую прочность в рабочем режиме нагружения узел опирания вертикального аппарата на три опорные лапы. Внутренний диаметр аппарата 1000 мм. Основной конструкционный материал аппарата — сталь 09Г2С. По результатам выполненного ранее расчета на прочность толщина стенки аппарата составляет 5 мм, прибавка на компенсацию коррозии — 0,5 мм. Расчетная температура в рабочем режиме нагружения 100 °С. Внутреннее избыточное давление в рабочем режиме нагружения 0,4 МПа. Дополнительные внешние изгибающие моменты и осевые силы, действующие на аппарат, отсутствуют. Нагруженная масса аппарата в рабочем режиме нагружения 1200 кг. Опоры аппарата принять по ГОСТ 26296–84 [39]. Коэффициент сварного шва 0,9.

Определение допустимого напряжения. Для стали 09Г2С при расчетной температуре по ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 13] допустимое напряжение составляет 160 МПа.

Расчет нагрузки и выбор конструкции опорной лапы. Нагрузку, действующую на одну опорную лапу, для общего количества опорных лап $n = 3$ определим по ГОСТ 34233.5–2017 [11, с. 13]:

$$F_1 = \frac{G}{3} + \frac{M}{0,75[D + 2(e_1 + s + s_2)]}, \quad (9.1)$$

в нашем случае внешний изгибающий момент на аппарат отсутствует. Толщина подкладного листа и вылет точки опирания опорной лапы еще не определены. Поэтому для начального варианта конструкции узла опирания проверим несущую способность обечайки корпуса аппарата без использования подкладного листа:

$$F_1 = \frac{1000 \cdot 9,81}{3} = 3270 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 26296–84 принимаем сварную опорную лапу (тип А в обозначениях ГОСТ 34233.5–2017). Минимальная допустимая нагрузка на стандартизированную опорную лапу по ГОСТ 26296–84 начинается с 6300 Н. В связи с этим принимаем опорную лапу под допустимую нагрузку 6300 Н со следующими геометрическими размерами (в обозначениях ГОСТ 34233.5–2017) [39, с. 3]:

- высота лапы h_1 — 100 мм;
- расстояние между срединными поверхностями ребер опорной лапы g — 46 мм;
- ширина опорной лапы b_4 — 60 мм;
- вылет точки опирания опорной лапы e_1 — 35 мм.

Расчет допустимого локального изгибного напряжения. Для последующего расчета допустимой нагрузки на несущий элемент рассчитаем допустимое локальное изгибное напряжение [11, с. 6]:

$$[\sigma_j] = K_1 K_2 [\sigma]. \quad (9.2)$$

Для рабочих условий коэффициент K_2 принимает значение 1,25. Коэффициент K_1 рассчитывают по значениям отношения локальных мембранных напряжений к локальным напряжениям изгиба и степени нагрузки общими мембранными напряжениями:

$$K_1 = \frac{1 - \nu_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \nu_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \nu_2\right)^2 + (1 - \nu_2^2) \nu_1^2}}, \quad (9.3)$$

$$\nu_2 = \frac{\bar{\sigma}_m}{K_2 [\sigma] \varphi}. \quad (9.4)$$

Для цилиндрической обечайки

$$\nu_1 = 0,3,$$

$$\bar{\sigma}_m = \bar{\sigma}_{my} = \frac{pD}{2(s-c)}. \quad (9.5)$$

По уравнениям (8.5), (8.4), (8.3), (8.2) получим

$$\bar{\sigma}_m = \bar{\sigma}_{my} = \frac{0,4 \cdot 1000}{2(5 - 0,5)} = 44 \text{ МПа},$$

$$\nu_2 = \frac{44}{1,25 \cdot 160 \cdot 0,9} = 0,24,$$

$$K_1 = \frac{1 - 0,24^2}{\left(\frac{1}{3} + 0,3 \cdot 0,24\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + 0,3 \cdot 0,24\right)^2 + (1 - 0,24^2) 0,3^2}} = 1,05,$$

$$[\sigma_j] = 1,05 \cdot 1,25 \cdot 160 = 210 \text{ МПа}.$$

Проверка прочности несущего элемента в опорном узле. Рассчитаем допустимую опорную нагрузку на обечайку [11, с. 13]:

$$[F_1] = \frac{[\sigma_j] h_1 (s-c)^2}{K_7 e_1}, \quad (9.6)$$

$$K_7 = \exp \left[\left(-5,964 - 11,395x - 18,984y - 2,413x^2 + 7,286xy - \right. \right. \\ \left. \left. - 2,042y^2 + 0,1322x^3 + 0,4833x^2y + 0,8469xy^2 + 1,428y^3 \right) 10^{-2} \right], \quad (9.7)$$

$$x = \ln \left(\frac{D}{2(s-c)} \right), \quad (9.8)$$

$$y = \ln \left(\frac{h_1}{D} \right). \quad (9.9)$$

По уравнениям (9.8), (9.9), (9.7) и (9.6) получаем

$$x = \ln \left(\frac{1000}{2(5-0,5)} \right) = 4,71,$$

$$y = \ln \left(\frac{100}{1000} \right) = -2,30,$$

$$K_7 = \exp \left[\left(-5,964 - 11,395 \cdot 4,71 + 18,984 \cdot 2,30 - 2,413 \cdot 4,71^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + 7,286 \cdot 4,71 \cdot 2,30 - 2,042 \cdot 2,30^2 + 0,1322 \cdot 4,71^3 - \right. \right. \\ \left. \left. - 0,4833 \cdot 4,71^2 \cdot 2,30 + 0,8469 \cdot 4,71 \cdot 2,30^2 - 1,428 \cdot 2,30^3 \right) 10^{-2} \right] = 0,92,$$

$$[F_1] = \frac{210 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot (0,005 - 0,0005)^2}{0,92 \cdot 0,035} = 0,132 \text{ МН}.$$

Проверим условие прочности несущей обечайки в опорном узле:

$$F_1 = 3270 \text{ Н} < [F_1] = 0,132 \text{ МН}.$$

Условие прочности выполняется. Дополнительного усиления опорного узла не требуется.

9.3.2. Пример расчета узла опирания днища на опорные стойки

Исходные данные. Рассчитать на статическую прочность в рабочем режиме нагружения узел опирания вертикального аппарата на три вертикальные цилиндрические опорные стойки, установленные на эллиптическое днище с высотой $0,25D$. Внутренний диаметр аппарата 1000 мм. Основной конструкционный материал аппарата — сталь 09Г2С. По результатам выполненного ранее расчета на прочность толщина днища составляет 5 мм, прибавка на компенсацию коррозии — 0,5 мм. Расчетная температура в рабочем режиме нагружения 100 °С. Внутреннее избыточное давление в рабочем режиме нагружения 0,4 МПа. Дополнительные внешние изгибающие моменты и осевые силы, действующие на аппарат, отсутствуют. Нагруженная масса аппарата в рабочем режиме нагружения 2000 кг. Конструкцию опорных стоек принять по АТК 24.200.03–90 [40]. Диаметр окружности опирания $d_4 = 670$ мм. Коэффициент сварного шва — 0,9.

Определение допустимого напряжения. Для стали 09Г2С при расчетной температуре по ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 13] допустимое напряжение составляет 160 МПа.

Расчет нагрузки и выбор конструкции опорной стойки. Нагрузку, действующую на одну опорную стойку, для общего количества опорных стоек $n = 3$ определим по ГОСТ 34233.5–2017 [11, с. 23]:

$$F_1 = \frac{G}{3} + \frac{M}{0,75d_4}, \quad (9.10)$$

$$F_1 = \frac{2000 \cdot 9,81}{3} = 6540 \text{ Н.}$$

По рассчитанному значению нагрузки на одну опорную стойку АТК 24.200.03–90 принимаем для нашего аппарата опорные стойки, выполненные из трубы $57 \times 3,5$ мм с номинальной несущей способностью 10 кН [40, с. 5].

Проверка прочности несущего элемента в опорном узле. Рассчитаем допустимую опорную нагрузку на эллиптическое днище [11, с. 23]:

$$[F_1] = 1,57[\sigma](s-c)^2 \frac{\cos(\beta)}{\cos(\alpha_2 - \beta)} \sqrt{1 + 5 \frac{d_e^2}{r_m(s-c)}}, \quad (9.11)$$

для эллиптических днищ

$$r_m = \frac{2D \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D} \right)^2}}{1 + \frac{1}{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D} \right)^2}}, \quad (9.12)$$

$$r_m = \frac{2 \cdot 1000 \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{670}{1000} \right)^2}}{1 + \frac{1}{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{670}{1000} \right)^2}} = 650 \text{ мм},$$

$$\sin(\alpha_2) = \frac{d_4}{2D \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D} \right)^2}}, \quad (9.13)$$

$$\sin(\alpha_2) = \frac{670}{2 \cdot 1000 \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{670}{1000} \right)^2}} = 0,411.$$

По найденному значению синуса угла наклона меридиана у окружности опирания $\alpha_2 = 24,3^\circ$. Тогда, учитывая, что для вертикальной стойки угол наклона $\beta = 0$, а для стоек без подкладных

листов эффективный диаметр d_e равен наружному диаметру стойки, по уравнению (8.11) получим

$$[F_1] = 1,57 \cdot 160 \cdot 10^6 \cdot (0,005 - 0,0005)^2 \times \\ \times \frac{1}{0,91} \sqrt{1 + 5 \frac{0,057^2}{0,65(0,005 - 0,0005)}} = 14\,310 \text{ Н.}$$

Проверим условие прочности днища по несущей нагрузке:

$$F_1 = 6540 \text{ Н} < [F_1] = 14\,310 \text{ Н.}$$

Условие прочности выполняется.

Несущую способность днища с учетом действия внутреннего избыточного давления определим по уравнению (см. уравнение (2.4)) [11, с. 23]

$$\frac{F_1 - p \frac{\pi d_e^2}{4}}{[F_1]} + \frac{p}{[p]} \leq 1,0. \quad (9.14)$$

Допустимое избыточное давление на эллиптическое днище рассчитаем по ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 8]:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(s-c)}{R + 0,5(s-c)}. \quad (9.15)$$

Учитывая, что радиус кривизны эллиптического днища с высотой $0,25D$ равен внутреннему диаметру, а эллиптическое днище диаметром 1000 мм может быть получено штамповкой из цельной (без сварных швов) заготовки, получим

$$[p] = \frac{2 \cdot 160 \cdot 1(5 - 0,5)}{1000 + 0,5(5 - 0,5)} = 1,44 \text{ МПа.}$$

Тогда по условию (9.14)

$$\frac{6540 - 0,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,057^2}{4}}{14\,310} + \frac{0,4 \cdot 10^6}{1,44 \cdot 10^6} = 0,66 < 1.$$

Условие прочности выполняется.

9.3.3. Пример расчета узла опирания обечайки на седловые опоры

Исходные данные. Рассчитать на статическую прочность в рабочем режиме нагружения узел опирания горизонтального аппарата на две симметрично расположенные седловые опоры. Внутренний диаметр аппарата 1200 мм. Длина аппарата по цилиндрической части 2000 мм, днища аппарата эллиптические с высотой 0,25D. Расстояние между опорами 1600 мм. Основной конструкционный материал аппарата — сталь 09Г2С. По результатам выполненного ранее расчета на прочность толщина днища составляет 6 мм, прибавка на компенсацию коррозии — 1 мм. Расчетная температура в рабочем режиме нагружения 100 °С. Внутреннее избыточное давление в рабочем режиме нагружения 0,3 МПа. Дополнительные внешние изгибающие моменты и осевые силы, действующие на аппарат, отсутствуют. Нагруженная масса аппарата в рабочем режиме нагружения 5000 кг. Конструкцию опор аппарата принять по ОСТ 26-2091–93 [41]. Коэффициент сварного шва — 0,9.

Определение допустимого напряжения. Для стали 09Г2С при расчетной температуре по ГОСТ 34233.1–2017 [7, с. 13] допустимое напряжение составляет 160 МПа. Модуль упругости 09Г2С при расчетной температуре $1,91 \cdot 10^{11}$ Па [Там же, с. 25].

Расчет опорных нагрузок. Распределенную по длине аппарата нагрузку от его веса определим по уравнению [11, с. 16]

$$q = \frac{G}{L + \frac{4}{3}H}, \quad (9.16)$$

$$q = \frac{5000 \cdot 9,81}{2 + \frac{4}{3} \cdot 0,25 \cdot 1,2} = 20\,438 \text{ Н/м.}$$

Изгибающие моменты на консолях аппарата [11, с. 16]

$$M_0 = q \frac{D^2}{16}, \quad (9.17)$$

$$M_0 = 20\,438 \frac{1,2^2}{16} = 1839 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Нагрузка на одну опору [11, с. 13]

$$F_1 = F_2 = \frac{G}{2} = \frac{5000 \cdot 9,81}{2} = 24\,525 \text{ Н.}$$

Момент над опорой [11, с. 13]

$$M_1 = M_2 = \frac{qe^2}{2} - M_0, \quad (9.18)$$

длину свободно выступающей части эквивалентного сосуда определим геометрически:

$$e_1 = \frac{\left(L + \frac{4}{3}H \right) - l_{12}}{2}, \quad (9.19)$$

$$e_1 = \frac{\left(2000 + \frac{4}{3}1200 \right) - 1600}{2} = 1000 \text{ мм} = 1 \text{ м,}$$

тогда по уравнению (9.18) [11, с. 13]

$$M_1 = M_2 = \frac{20\,438 \cdot 1^2}{2} - 1839 = 8380 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Поперечная сила над опорой [11, с. 13]

$$Q_1 = Q_2 = \frac{L-2a}{L+\frac{4}{3}H} F_1; \quad (9.20)$$

учитывая, что

$$l_{12} = L - 2a, \quad (9.21)$$

$$Q_1 = Q_2 = \frac{1,6}{2+\frac{4}{3}1,2} 24\,525 = 10\,900 \text{ Н},$$

$$a = \frac{L-l_{12}}{2} = \frac{2000-1600}{2} = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}.$$

Максимальный изгибающий момент в пролете между опорами

$$M_{12} = M_0 + F_1 \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3}H \right)^2, \quad (9.22)$$

$$M_{12} = 1839 + 24\,525 \left(\frac{2}{2} - 0,2 \right) - \frac{20\,438}{2} \left(\frac{2}{2} + \frac{2}{3}0,25 \cdot 1,2 \right)^2 = 6744 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбор конструкции седловых опор. По расчетной нагрузке на опору 24 525 Н (24,5 кН) по ОСТ 26-2091-93 [41, с. 9–11] принимаем опору исполнения I типа 2 для аппарата с внутренним диаметром 1200 мм с номинальной несущей способностью 125 кН, углом охвата аппарата 145° (2,53 рад) и шириной седловой опоры 250 мм.

Проверка прочности и устойчивости несущей обечайки в пролете между опорами. Для аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением, проверку прочности и устойчивости в пролете между опорами осуществляют соответственно по условиям [11, с. 18]

$$\frac{pD}{4(s-c)} + \frac{4M_{12}K_9}{\pi D^2(s-c)} \leq [\sigma]\varphi, \quad (9.23)$$

$$\frac{M_{12}}{[M]} \leq 1,0. \quad (9.24)$$

Допустимый изгибающий момент определим по ГОСТ 34233.2–2017 [8, с. 11]:

$$[M] = \frac{[M]_{\text{н}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\text{н}}}{[M]_E} \right)^2}}, \quad (9.25)$$

$$[M]_{\text{н}} = \frac{\pi}{4} D (D + s - c) (s - c) [\sigma] \varphi, \quad (9.26)$$

$$[M]_E = \frac{8,9 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5}; \quad (9.27)$$

учитывая, что для рабочих условий коэффициент запаса устойчивости $n_y = 2,4$ [7, с. 11], по уравнениям (9.25)–(9.27) получим

$$\begin{aligned} [M]_{\text{н}} &= \frac{\pi}{4} 1,2 (1,2 + 0,006 - 0,001) (0,006 - 0,001) 160 \cdot 10^6 \cdot 0,9 = \\ &= 817\,279 \text{ Н} \cdot \text{м} = 817 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [M]_E &= \frac{8,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1,91 \cdot 10^{11}}{2,4} 1,2^3 \left[\frac{100(0,006 - 0,001)}{1,2} \right]^{2,5} = \\ &= 1\,371\,600 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1371 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

$$[M] = \frac{817}{\sqrt{1 + \left(\frac{817}{1371} \right)^2}} = 702 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Вспомогательный коэффициент K_9 вычислим по уравнению [11, с. 18]

$$\begin{aligned}
 K_9 = \max \{ & 1,6 - 0,20924(x-1) + 0,028702x(x-1) + \\
 & + 0,4795 \cdot 10^{-3} y(x-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} xy(x-1) - \\
 & - 0,29936 \cdot 10^{-2} (x-1)x^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} (x-1)y^2 + \\
 & + 0,88174 \cdot 10^{-6} x^2(x-1)y - 0,75955 \cdot 10^{-6} y^2(x-1)x + \\
 & + 0,827448 \cdot 10^{-4} (x-1)x^3 + 0,48168 \cdot 10^{-9} (x-1)y^3; 1,0 \},
 \end{aligned} \quad (9.28)$$

$$x = \frac{L}{D}, \quad (9.29)$$

$$y = \frac{D}{(s-c)}, \quad (9.30)$$

$$x = \frac{2000}{1200} = 1,67,$$

$$y = \frac{1200}{(6-1)} = 240,$$

$$\begin{aligned}
 K_9 = \max \{ & 1,6 - 0,20924(1,67-1) + 0,028702 \cdot 1,67(1,67-1) + \\
 & + 0,4795 \cdot 10^{-3} \cdot 240(1,67-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} \cdot 1,67 \cdot 240(1,67-1) - \\
 & - 0,29936 \cdot 10^{-2} (1,67-1)1,67^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} (1,67-1)240^2 + \\
 & + 0,88174 \cdot 10^{-6} \cdot 1,67(1,67-1)240 - 0,75955 \cdot 10^{-6} \cdot 240^2(1,67-1)1,67 + \\
 & + 0,827448 \cdot 10^{-4} (1,67-1)1,67^3 + 0,48168 \cdot 10^{-9} (1,67-1)240^3; 1,0 \} = \\
 & = 1,45.
 \end{aligned}$$

Проверим условия (9.23) и (9.24):

$$\frac{0,3 \cdot 1,2}{4(0,006-0,001)} + \frac{4 \cdot 0,007 \cdot 1,45}{\pi \cdot 1,2^2(0,006-0,001)} = 20 \text{ МПа} < 160 \cdot 0,9 = 144 \text{ МПа};$$

результаты расчетов показывают, что прочность и устойчивость несущей обечайки в пролете между опорами обеспечены.

Проверка прочности и устойчивости несущей обечайки над опорами. Проверку прочности несущей обечайки над опорами выполняют по условию [11, с. 19]

$$F_1 \leq \min\{[F]_2; [F]_3\}, \quad (9.31)$$

$$[F]_2 = \frac{0,7[\sigma_j]_2 \sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{10}K_{12}}, \quad (9.32)$$

$$[F]_3 = \frac{0,9[\sigma_j]_3 \sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}}; \quad (9.33)$$

вспомогательные коэффициенты K_{10} , K_{12} , K_{14} , K_{16} , K_{17} зависят от формы и геометрических размеров опорных узлов и определяются по уравнениям [Там же]

$$K_{10} = \max\left\{\frac{e^{-\beta_1} \sin(\beta_1)}{\beta_1}; 0,25\right\}, \quad (9.34)$$

$$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432\beta_1}{\sin(0,5\delta_1)}, \quad (9.35)$$

$$K_{14} = \frac{1,45 - 0,43\delta_1}{\sin(0,5\delta_1)}, \quad (9.36)$$

$$K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6\gamma)^2} \sqrt{\frac{3}{\pi\delta_1}}, \quad (9.37)$$

$$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,63 \sqrt{\frac{D}{(s-c)}} \frac{b}{D} \delta_1}, \quad (9.38)$$

$$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(s-c)}}, \quad (9.39)$$

$$\gamma = 2,83 \frac{a}{D} \sqrt{\frac{s-c}{D}}. \quad (9.40)$$

Определим вспомогательные величины β_1 и γ :

$$\beta_1 = 0,91 \frac{250}{\sqrt{1200(6-1)}} = 2,94,$$

$$\gamma = 2,83 \frac{200}{1200} \sqrt{\frac{6-1}{1200}} = 0,03.$$

Используя найденные значения, определим коэффициенты K_{10} , K_{12} , K_{14} , K_{16} , K_{17} , при этом в уравнения (9.35)–(9.38) значение угла охвата δ_1 будем подставлять в радианах [11, с. 19]:

$$K_{10} = \max \left\{ \frac{e^{-2,94} \sin(2,94)}{2,94}; 0,25 \right\} = 0,25,$$

$$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432 \cdot 2,94}{\sin(0,5 \cdot 2,53)} = 0,76,$$

$$K_{14} = \frac{1,45 - 0,43}{\sin(0,5 \cdot 2,53)} = 1,00,$$

$$K_{16} = 1 - \frac{0,65}{1 + (6 \cdot 0,03)^2} \sqrt{\frac{3}{\pi \cdot 2,53}} = 0,60,$$

$$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,63 \sqrt{\frac{1200}{(6-1)}} \frac{250}{1200} 2,53} = 0,24.$$

Предельные изгибные напряжения вычисляют по уравнениям (9.2), (9.3), при этом лимитирующие мембранные напряжения рассчитывают по местным кольцевым изгибным напряжениям [11, с. 7]:

$$\bar{\sigma}_m = \bar{\sigma}_{mx} = \frac{4M_1}{\pi D^2 (s-c)}, \quad (9.41)$$

$$\bar{\sigma}_m = \bar{\sigma}_{mx} = \frac{4 \cdot 8380}{\pi \cdot 1,2^2 (0,006 - 0,001)} = 1,5 \text{ МПа.}$$

Отношения локальных мембранных напряжений к локальным напряжениям изгиба для расчета $[\sigma_j]_2$ и $[\sigma_j]_3$ определяют соответственно по уравнениям [Там же, с. 19, 20]:

$$\upsilon_1 = -\frac{0,23K_{13}K_{15}}{K_{12}K_{10}}, \quad (9.42)$$

$$\upsilon_1 = -\frac{0,53K_{11}}{K_{14}K_{16}K_{17}\sin(0,5\delta_1)}, \quad (9.43)$$

$$K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1\delta_1}{\pi}; 0\right\}}{\sin(0,5\delta_1)}, \quad (9.44)$$

$$K_{15} = \min\left\{1,0; \frac{0,8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{\delta_1}\right\}, \quad (9.45)$$

$$K_{14} = \frac{1 - e^{-\beta_1} \cos(\beta_1)}{\beta_1}. \quad (9.46)$$

По уравнениям (8.43)–(8.45)

$$K_{13} = \frac{\max\left\{1,7 - \frac{2,1 \cdot 2,53}{\pi}; 0\right\}}{\sin(0,5 \cdot 2,53)} = 0,01,$$

$$K_{15} = \min \left\{ 1, 0; \frac{0,8\sqrt{0,03} + 6 \cdot 0,03}{2,53} \right\} = 0,13,$$

$$K_{11} = \frac{1 - e^{-\beta_1} \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0,32.$$

Тогда для расчета $[\sigma]_2$

$$\nu_1 = -\frac{0,23 \cdot 0,01 \cdot 0,13}{0,76 \cdot 0,25} = -0,002,$$

для расчета $[\sigma]_3$

$$\nu_1 = -\frac{0,53 \cdot 0,32}{1 \cdot 0,6 \cdot 0,24 \cdot \sin(0,5 \cdot 2,53)} = -1,23.$$

При расчете $[\sigma]_2$ и $[\sigma]_3$ для определения ν_2 определяют по два значения ν_{21} и ν_{22} . Предельное напряжение изгиба принимают по тем значениям ν_2 , для которых данное предельное напряжение получается меньшим [11, с. 19, 20].

Для расчета $[\sigma]_2$

$$\nu_{21} = \frac{-\bar{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]}, \quad (9.47)$$

$$\nu_{22} = \left(\frac{pD}{4(s-c)} - \bar{\sigma}_{mx} \right) \frac{\bar{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]}, \quad (9.48)$$

$$\nu_{21} = \frac{-1,5}{1,25 \cdot 160} = -0,01,$$

$$\nu_{22} = \left(\frac{0,3 \cdot 1,2}{4(6-1)} - 1,5 \right) \frac{1,5}{1,25 \cdot 160} = 0,01.$$

Для расчета $[\sigma_j]_3$

$$v_{21} = 0, \quad (9.49)$$

$$v_{22} = \frac{pD}{2(s-c)} \frac{\bar{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]},$$

$$v_{22} = \frac{0,3 \cdot 1200}{2(6-1)} \frac{1,5}{1,25 \cdot 160} = 0,27.$$

При расчетах коэффициента K_1 , если v_2 меньше нуля, v_2 принимают по абсолютному значению, а знак v_1 меняют на обратный, тогда для расчета $[\sigma_j]_2$

$$K_1 = \min \left\{ \frac{\frac{1-0,01^2}{\left(\frac{1}{3}+0,002 \cdot 0,01\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3}+0,002 \cdot 0,01\right)^2 + (1-0,01^2)0,002^2}}}{\frac{1-0,01^2}{\left(\frac{1}{3}-0,002 \cdot 0,01\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3}-0,002 \cdot 0,01\right)^2 + (1-0,01^2)0,002^2}}} \right\} = 1,50.$$

Для расчета $[\sigma_j]_3$

$$K_1 = \min \left\{ \frac{\frac{1-0}{\left(\frac{1}{3}-1,23 \cdot 0\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3}-1,23 \cdot 0\right)^2 + (1-0^2)1,23^2}}}{\frac{1-0,27^2}{\left(\frac{1}{3}-1,23 \cdot 0,27\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3}-1,23 \cdot 0,27\right)^2 + (1-0,27^2)1,23^2}}} \right\} = 0,72.$$

Тогда по уравнению (9.2)

$$[\sigma_j]_2 = 1,50 \cdot 1,25 \cdot 160 = 300 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_j]_3 = 0,72 \cdot 1,25 \cdot 160 = 144 \text{ МПа}.$$

По уравнениям (9.32) и (9.33) получим

$$[F]_2 = \frac{0,7 \cdot 300 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{1,2(0,006 - 0,001)}(0,006 - 0,001)}{0,25 \cdot 0,76} = 0,428 \text{ МН},$$

$$[F]_3 = \frac{0,9 \cdot 144 \cdot 10^6 \sqrt{1,2(0,006 - 0,001)}(0,006 - 0,001)}{1 \cdot 0,6 \cdot 0,24} = 0,349 \text{ МН}.$$

Проверим условие (9.31):

$$F_1 = 24\,525 \text{ Н} < \min\{0,428; 0,349\} = 0,349 \text{ МН},$$

условие прочности выполняется.

Условие устойчивости обечайки над опорными узлами имеет вид [11, с. 20]

$$\frac{p}{[p]} + \frac{F_e}{[F]} + \frac{M_1}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1. \quad (9.50)$$

Эффективную силу в сечении над опорой найдем по уравнению [Там же]:

$$F_e = F_1 \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{D}{(s-c)}} K_{13} K_{15}, \quad (9.51)$$

$$F_e = 24\,525 \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{1200}{(6-1)}} 0,01 \cdot 0,13 = 388 \text{ Н}.$$

Допустимый изгибающий момент мы уже определили ранее при расчете прочности обечайки в пролете между опорами ($[M] = 817 \text{ кН} \cdot \text{м}$), оставшиеся допустимые нагрузки рассчитаем по ГОСТ 34233.2–2017. Поскольку аппарат испытывает воздействие внутреннего избыточного давления [7, с. 8],

$$[p]_{\text{н}} = \frac{2[\sigma]\varphi(s-c)}{D + (s-c)}, \quad (9.52)$$

$$[p]_{\text{н}} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,9(6-1)}{1200 + (6-1)} = 1,2 \text{ МПа.}$$

Допускаемую осевую силу рассчитаем с учетом риска потери устойчивости [7, с. 9–11]:

$$[F] = \frac{[F]_{\text{н}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\text{н}}}{[F]_E} \right)^2}}, \quad (9.53)$$

$$[F]_{\text{н}} = \pi(D + s - c)(s - c)[\sigma]\phi, \quad (9.54)$$

$$[F]_{\text{н}} = \pi(1,2 + 0,006 - 0,001)(0,006 - 0,001)160 \cdot 10^6 \cdot 0,9 = 2724 \text{ кН,}$$

$$[F]_E = \frac{31 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (9.55)$$

$$[F]_E = \frac{31 \cdot 10^{-5} 1,91 \cdot 10^{11}}{2,4} 1,2^2 \left[\frac{100(6-1)}{1200} \right]^{2,5} = 3981 \text{ кН,}$$

$$[F] = \frac{2724}{\sqrt{1 + \left(\frac{2724}{3981} \right)^2}} = 2248 \text{ кН.}$$

Допустимую поперечную силу на участке между опорами рассчитаем по уравнениям [Там же, с. 11, 12]

$$[Q] = \frac{[Q]_{\text{н}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_{\text{н}}}{[Q]_E} \right)^2}}, \quad (9.56)$$

$$[Q]_{\text{н}} = 0,25[\sigma]\phi\pi D(s - c), \quad (9.57)$$

$$[Q]_E = \frac{2,4E(s-c)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(s-c)}{l^2} \right], \quad (9.58)$$

$$[Q]_n = 0,25 \cdot 160 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot \pi \cdot 1,2 \cdot (0,006 - 0,001) = 678 \text{ кН},$$

$$[Q]_E = \frac{2,4 \cdot 1,91 \cdot 10^{11} (0,006 - 0,001)^2}{2,4} \left[0,18 + 3,3 \frac{1,2(0,006 - 0,001)}{1,6^2} \right] =$$

$$= 896 \text{ кН},$$

$$[Q] = \frac{678}{\sqrt{1 + \left(\frac{678}{896} \right)^2}} = 541 \text{ кН}.$$

С учетом результатов вычислений по уравнениям (9.48)–(9.56) условие (9.47) принимает вид

$$\frac{0,3}{1,2} + \frac{0,4}{2248} + \frac{8,4}{702} + \left(\frac{10,9}{541} \right)^2 = 0,263 < 1,$$

условие устойчивости несущей обечайки в сечении над опорой выполняется.

Таким образом, для выбранных седловых опор прочность и устойчивость несущей цилиндрической обечайки обеспечены. Дополнительного укрепления опорных узлов не требуется.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. ГОСТ 1497–84. Металлы. Методы испытаний на растяжение.
2. *Беляев Н. М.* Сопротивление материалов. Москва : Наука, 1976. 608 с.
3. *Алфутов Н. А.* Основы расчета на устойчивость упругих систем. Москва : Машиностроение, 1978. 312 с.
4. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.* Расчет на прочность деталей машин : справ. Москва : Машиностроение, 1993. 640 с. ISBN 5-217-01304-0.
5. *Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.* Сопротивление материалов. Москва : Наука, 1986. 560 с.
6. *Тимошенко С. П.* Устойчивость стержней, пластин и оболочек. Москва : Наука, 1971. 807 с.
7. ГОСТ 34233.1–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования.
8. ГОСТ 34233.2–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек.
9. ГОСТ 34233.3–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и наружном давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер.
10. ГОСТ 34233.4–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений.
11. ГОСТ 34233.5–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок.
12. ГОСТ 34233.6–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках.

13. ГОСТ 34233.7–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты.

14. ГОСТ 34233.8–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты с рубашками.

15. ГОСТ 34233.9–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Аппараты колонного типа.

16. ГОСТ 34233.10–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты, работающие с сероводородными средами.

17. ГОСТ 34233.11–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек.

18. ГОСТ 34233.12–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Требования к форме представления расчетов на прочность, выполняемых на ЭВМ.

19. ГОСТ 34347–2017. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия.

20. ГОСТ 19903–2015. Прокат листовой горячекатаный. Сортамент.

21. ГОСТ 32388–2013. Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и сейсмические воздействия.

22. *Говорков В. М.* Учебное пособие по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств». Расчет сосудов. Вып. 1. Свердловск : УПИ им. С. М. Кирова, 1970. 117 с.

23. *Канторович З. Б.* Основы расчета химических машин и аппаратов. Москва : Машгиз, 1960. 744 с.

24. ПНАЭ Г-7-002–86. Нормы и методы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. Москва : Энергоатомиздат, 1989. 525 с.

25. ASME Boiler & Pressure Vessel Code VIII: Division 1. Rules for Construction of Pressure Vessels. New York : ASME Press, 2010. 745 p. ISBN 978-0-7918-3251-6.

26. *Саргсян А. Е.* Строительная механика: механика инженерных конструкций. Москва : Высш. шк., 2004. 462 с. ISBN 5-06-004440-8.

27. *Вардамян Г. С., Андреев В. И., Атаров Н. М. и др.* Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности. Москва : АСВ, 1995. 573 с. ISBN 5-87829-014-6.

28. *Лащинский А. А., Толчинский А. Р.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справ. Ленинград : Машиностроение, 1970. 752 с.

29. *Михалев М. Ф.* Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи : учеб. пособие. Ленинград : Машиностроение, 1984. 301 с.

30. ГОСТ 8732–78. Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент.

31. АТК 24.218.06–90. Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных. Типы, основные параметры, размеры и общие технические требования.

32. *Волошин А. А., Григорьев Г. Т.* Расчет и конструирование фланцевых соединений : справ. Ленинград : Машиностроение. Ленинград. отд-ние, 1979. 125 с.

33. *Тимонин А. С.* Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : справ. Т. 1. Калуга : Изд-во Бочкаревой, 2002. 852 с. ISBN 5-89552-043-X.

34. ГОСТ 28759.1–90. Фланцы сосудов и аппаратов. Типы и параметры.

35. ГОСТ 28759.2–90. Фланцы сосудов и аппаратов стальные плоские приварные.

36. РД-26-14–88. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Элементы теплообменных аппаратов.

37. ГОСТ 33259–2015. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN 250. Конструкция, размеры и общие технические требования (с Поправками).

38. ГОСТ 5264–80. Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры (с Изменением № 1).

39. ГОСТ 26296–84. Лапы опорные подвесных вертикальных сосудов и аппаратов. Основные размеры (с Изменением № 1).

40. АТК 24.200.03–90. Опоры-стойки вертикальных аппаратов. Типы, конструкция и размеры.

41. ОСТ 26-2091–93. Опоры горизонтальных сосудов и аппаратов. Конструкция.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Литература по сопротивлению материалов и физике напряженного состояния

Беляев Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. — Москва : Наука, 1976. — 608 с. — Текст : непосредственный.

Саргсян А. Е. Сопротивление материалов, теории упругости и пластичности. Основы теории с примерами расчетов : учеб. для вузов / А. Е. Саргсян. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Высшая школа, 2000. — 286 с. — ISBN 5-06-003866-1. — Текст : непосредственный.

Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности : учеб. для вузов / Г. С. Варданян, В. И. Андреев, Н. М. Атаров, А. А. Горшков ; под ред. Г. С. Варданяна. — Москва : АСВ, 1995. — 573 с. — ISBN 5-87829-014-6. — Текст : непосредственный.

Тимошенко С. П. Сопротивление материалов : в 2 т. — Т. 1 : Элементарная теория и задачи / С. П. Тимошенко ; пер. с англ. В. Н. Федорова. — 2-е изд., стереотип. — Москва : Наука, 1965. — 364 с. = Strength of materials. Pt. 1 : Elementary theory and problems / S. Timoshenko. — New York, 1944.

Тимошенко С. П. Сопротивление материалов : в 2 т. — Т. 2 : Более сложные вопросы теории и задачи / С. П. Тимошенко ; пер. с англ. В. Н. Федорова. — 2-е изд., стереотип. — Москва : Наука, 1965. — 480 с. = Strength of materials. Pt. 2 : Advanced theory and problems / S. Timoshenko. New York, 1944.

Тимошенко С. П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек / С. П. Тимошенко ; под ред. Э. И. Григолюка — Москва : Наука, 1971. — 807 с. — Текст : непосредственный.

Литература по расчету и конструированию сосудов и аппаратов

Говорков В. М. Учебное пособие по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств». Расчет сосудов. — Вып. 1 :

учеб. пособие / В. М. Говорков — Свердловск : УПИ им. С. М. Кирова, 1970. — 117 с. — Текст : непосредственный.

Говорков В. М. Учебное пособие по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств». Расчет сосудов. — Вып. 2 : учеб. пособие / В. М. Говорков — Свердловск : УПИ им. С. М. Кирова, 1970. — 88 с. — Текст : непосредственный.

Волошин А. А. Расчет и конструирование фланцевых соединений : справ. / А. А. Волошин, Г. Т. Григорьев. — 2-е изд., перераб. и доп. — Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. — 125 с. — Текст : непосредственный.

Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов / З. Б. Канторович. — 3-е изд. перераб. и доп. — Москва : Машгиз, 1960. — 744 с. — Текст : непосредственный.

Михалев М. Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи : учеб. пособие / М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В. В. Зобнин ; под ред. М. Ф. Михалева. — Ленинград : Машиностроение, 1984. — 301 с. — Текст : непосредственный.

Нормативные документы

ГОСТ 34233.1–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 декабря 2017 г. № 1989-ст : введ. впервые : дата введения 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш» — Москва : Стандартинформ, 2018. — 30 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.2–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш» — Москва : Стандартинформ, 2018. — 54 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.3–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем

и наружном давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИХиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 40 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.4–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИХиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 42 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.5–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИХиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 32 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.6–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИХиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 19 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.7–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИХиммаш»,

ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 54 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.8–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты с рубашками : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 28 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.9–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Аппараты колонного типа : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 19 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.10–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты, работающие с сероводородными средами : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 6 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.11–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 30 ноября 2017 г. № 52 : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартинформ, 2018. — 12 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34233.12–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Требования к форме представления расчетов на прочность, выполняемых на ЭВМ : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден

и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 июня 2017 г. № 101-П : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартиформ, 2018. — 13 с. — Текст : непосредственный.

ГОСТ 34347–2017. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия : межгосударств. стандарт : изд. офиц. : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 30 ноября 2017 г. № 52 : введен впервые : дата введ. 2018-08-01 / разработан АО «НИИхиммаш», ЗАО «ПХИ», АО «ВНИИнефтемаш», ООО «НТП ЦЕНТРхиммаш». — Москва : Стандартиформ, 2018. — 104 с. — Текст : непосредственный.

ПНАЭ Г-7-002–86. Нормы и методы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок : изд. офиц. : утверждены Государственным комитетом СССР по использованию атомной энергии и Государственным комитетом СССР по надзору за безопасным ведением работ в атомной энергетике: введены впервые : дата введ. 1987-07-01. — Москва : Энергоатомиздат, 1989. — 525 с. — Текст : непосредственный.

Справочники

Лашинский А. А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры : справ. / А. А. Лашинский, А. Р. Толчинский ; под ред. Н. Н. Логинова. — 2-е изд. перераб. и доп. — Ленинград : Машиностроение, 1970. — 752 с. — Текст : непосредственный.

Прочность, устойчивость, колебания : справ. : в 3 т. — Т. 1 / под ред. И. А. Биргера, А. Г. Пановко. — Москва : Машиностроение, 1968. — 831 с. — Текст : непосредственный.

Прочность, устойчивость, колебания : справ. : в 3 т. — Т. 2 / под ред. И. А. Биргера, А. Г. Пановко. — Москва : Машиностроение, 1968. — 463 с. — Текст : непосредственный.

Прочность, устойчивость, колебания : справ. : в 3 т. — Т. 3 / под ред. И. А. Биргера, А. Г. Пановко. — Москва : Машиностроение, 1968. — 567 с. — Текст : непосредственный.

Тимонин А. С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования : справ. Т. 1 / А. С. Тимонин. — 2-е изд. перераб. и доп. — Калуга : Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. — 851 с. — ISBN 5-89552-043-X. — Текст : непосредственный.

Учебное издание

Морданов Сергей Вячеславович

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОБЩЕПРОМЫШЛЕННЫХ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

Учебное пособие

Заведующий редакцией *М. А. Овечкина*

Редактор *Т. А. Федорова*

Корректор *Т. А. Федорова*

Компьютерная верстка *В. К. Матвеев*

Подписано в печать 25.09.2020 г. Формат $60 \times 84 \frac{1}{16}$.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 13,71.
Уч.-изд. л. 10,5. Тираж 100 экз. Заказ 119.

Издательство Уральского университета.
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4.
Тел.: +7 (343) 389-94-79, 350-43-28
E-mail: rio.marina.ovechkina@mail.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4.
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

