

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский
технический университет»

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ АППАРАТОВ БИОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

Расчетный практикум

Методические указания для практических занятий студентов
направления 19.04.01 «Биотехнология», обучающихся
по программе магистратуры «Технология биологически активных
веществ»

Иркутск, 2026

Методические указания утверждены на заседании кафедры химии и биотехнологии им. В.В. Тутуриной.

Основы конструирования аппаратов биотехнологических производств. Расчетный практикум: Методические указания для практических занятий студентов направления 19.04.01 «Биотехнология», обучающихся по программе магистратуры «Технология биологически активных веществ». Составитель: Е.А. Привалова. Иркутск: ИРНИТУ, 2026.- 114 с.

Рассмотрены типовые элементы конструкции емкостных аппаратов. Приведены методические рекомендации по расчету элементов емкостного оборудования и контрольные задачи.

ВВЕДЕНИЕ

Емкостные аппараты применяются в различных биотехнологических и пищевых производствах. Они могут выполнять основную и вспомогательную роль в технологической схеме и в зависимости от назначения имеют определенную комплектацию. Задачи совершенствования технологических линий и оборудования требует от студента специальных знаний и умений, позволяющих самостоятельно сконструировать емкостной аппарат для проведения какого-либо технологического процесса, провести необходимые для этого механические, тепловые и прочностные расчеты и составить техническую документацию, позволяющую изготовить проектируемое изделие.

Многие аппараты, используемые в биотехнологических и пищевых производствах, нормализованы, например, заторные и сусловарочные котлы, сироповарочные аппараты, фильтры, теплообменная аппаратура. Наряду с этими аппаратами широко используется и нетиповое оборудование. Любые виды аппаратов изготавливают из сравнительно небольшого числа однотипных узлов и деталей, соединяемых в единое целое посредством разъемных и неразъемных соединений.

Емкостной аппарат состоит из обечайки, днища, крышки, подводящих и отводящих штуцеров и ряда дополнительных устройств, наличие которых определяется назначением аппарата и особенностями протекающих в нем процессов. К дополнительным устройствам можно отнести перегородки, трубы для перекачивания культуральных сред, мешалки, диффузоры, теплообменные устройства (секции, змеевики, рубашки) и пр. Аппарат имеет опоры для установки или подвешивания, устройства для строповки при монтаже и демонтаже, люки для загрузки сырья, мойки и осмотра и другие элементы.

При самостоятельной разработке конструкции аппарата перед студентом стоят следующие задачи:

- определение геометрических размеров аппарата;
- выбор комплектации исходя из особенностей протекающего в аппарате технологического процесса;
- выбор основных и вспомогательных материалов для изготовления аппарата, а также способов защиты и обработки поверхностей;
- определение расчетных параметров (температуры, давления, допускаемых напряжений и пр.);
- осуществление прочностных и конструктивных расчетов основных элементов аппарата;
- осуществление тепловых и механических расчетов, подтверждающих работоспособность аппарата;
- составление технической документации.

В настоящем учебном пособии изложены основы конструирования и расчета емкостных аппаратов, используемых в биотехнологических и пищевых производствах.

1. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ОБЕЧАЕК И ДНИЩ

Корпуса аппаратов работают в условиях внутреннего или наружного избыточного давления, налива, ветровых и сейсмических нагрузок. Кроме того, аппараты испытывают изгибающие моменты от реакции присоединенных к ним трубопроводов и температурные напряжения.

Обечайки и днища аппаратов чаще всего являются поверхностями вращения, у которых толщина очень мала по сравнению с высотой и диаметром. В таких условиях напряжения предполагают равномерно распределенными по толщине. Силы, действующие по касательной к окружности, называют кольцевыми, а по касательным к меридианам – меридиональными (осевыми). Кольцевые силы вызывают кольцевые напряжения, меридиональные силы – меридиональные напряжения. Для разных типов поверхностей вращения соотношения между кольцевыми и меридиональными напряжениями различны.

Аппараты состоят из сопрягаемых друг с другом поверхностей вращения, например, цилиндрической обечайки и эллиптического приварного днища. В местах соединения поверхностей возникают краевые силы и моменты, вызывающие краевые напряжения. Подобные напряжения появляются и при сопряжении обечаек различной толщины, так как эти обечайки под действием нагрузки деформируются по-разному. В местах сопряжения поверхностей под углом возникают распорные силы, вызывающие распорные напряжения. Они особенно велики на краю обечайки и при величине угла между образующими двух обечаек, превышающей 30° , достигают значительной величины. При плавном сопряжении поверхностей краевые напряжения незначительны.

При выполнении прочностных расчетов обычно определяют толщину обечайки и днища в конкретных условиях работы аппарата и производят проверку допускаемого давления в конце срока службы аппарата. Формулы, которыми пользуются для расчетов, зависят от формы обечаек и днищ, а также от условий их работы.

1.1. Основные расчетные параметры

Нормативная база по методикам расчетов конструктивных элементов аппаратов изложена в ГОСТ 34233.1-2017 – ГОСТ 34233.12-2017. Можно использовать также ГОСТ 14249-89 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность».

Основными расчетными параметрами для выбора конструкционного материала и расчета элементов аппарата на прочность являются температура и давление рабочего процесса.

1.1.1. Температура

Различают рабочую и расчетную температуру. **Рабочая температура** – это температура содержащейся или перерабатываемой среды в аппарате при нормальном протекании в нем технологического процесса.

Расчетная температура – это температура для определения физико-механических характеристик конструкционного материала и допускаемых

напряжений. Она определяется на основании теплового расчета или результатов испытаний. В случае невозможности выполнения теплового расчета, а также, если при эксплуатации температура элемента аппарата может повыситься до температуры, соприкасающейся с ним среды, расчетная температура принимается равной рабочей, но **не менее** 20°C.

При обогревании элемента открытым пламенем, горячими газами с температурой выше 250°C или открытыми электронагревателями расчетная температура принимается равной температуре среды плюс 50°C.

При наличии у аппарата теплоизоляции расчетная температура его стенок принимается равной температуре поверхности изоляции, соприкасающейся со стенкой, плюс 20°C.

При отрицательной рабочей температуре элемента за расчетную принимается температура 20°C.

1.1.2. Давление

Различают рабочее, расчетное, условное (номинальное) и пробное давления.

Рабочее давление (p) – максимальное избыточное давление среды в аппарате при нормальном протекании технологического процесса без учета допускаемого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного устройства (клапана, мембраны и т.п.). Если технологический процесс протекает при разрежении, то рабочим давлением является вакуум.

Расчетное давление (p_r) – максимально допускаемое рабочее давление, на которое производится расчет на прочность и устойчивость элементов аппарата. Как правило, расчетным давлением может быть рабочее давление. Расчетное давление может быть выше рабочего в следующих случаях:

- если во время действия предохранительных устройств давление в аппарате может повыситься более чем на 10% от рабочего;
- если на элемент действует гидростатическое давление от столба жидкости в аппарате, значение которого свыше 5% расчетного (в этом случае расчетное давление для этого элемента соответственно повышается на значение гидростатического давления).

Если в сосуде или аппарате имеются два герметично разделенных пространства или более, значения расчетного давления назначаются для каждого из пространств в отдельности. Если сосуд или аппарат работает в двух или более режимах, расчетное давление назначается для каждого режима в отдельности.

Для элементов сосуда или аппарата, разделяющих пространства с разными давлениями (например, в аппаратах с обогревающими рубашками), за расчетное давление следует принимать либо каждое давление в отдельности, либо давление, которое требует большей толщины стенки рассматриваемого элемента. Если обеспечивается одновременное действие давлений, то допускается проводить расчет на разность давлений. Разность

давлений принимается в качестве расчетного давления также для таких элементов, которые отделяют пространства с внутренним избыточным давлением от пространства с абсолютным давлением меньшим, чем атмосферное. Если отсутствуют точные данные о разности между абсолютным давлением и атмосферным, то абсолютное давление принимают равным нулю.

Условное (номинальное) давление (p_y) – избыточное рабочее давление при температуре элементов аппарата 20°C без учета гидростатического давления. Условные давления применяются для стандартизации аппаратов и их узлов.

Пробное давление (p_{np}) – избыточное давление, при котором аппарат испытывается на прочность и плотность после его изготовления и периодически при его эксплуатации. Величину пробного давления назначают в соответствии с ГОСТ 34347-2017. Некоторые формулы для вычисления пробных давлений приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Пробные давления для испытания аппаратов

Аппараты	Пробное давление, p_{np} , МПа
При гидравлических испытаниях	$p_{np}=1,25p[\sigma_{20}]/[\sigma_t]^*$
При пневматических испытаниях	$p_{np}=1,15p[\sigma_{20}]/[\sigma_t]$

* $[\sigma_{20}]$ – допускаемое напряжение для материала сосуда при температуре 20°C, МПа, $[\sigma_t]$ – допускаемое напряжение для материала сосуда при рабочей температуре, МПа; p – расчетное давление, МПа (Для сосудов и аппаратов, работающих под вакуумом, при расчетах пробного давления расчетное давление принимают равным 0,1 МПа).

1.1.3. Допускаемые напряжения

Расчету на механическую прочность от внутреннего избыточного или наружного давления и внешних нагрузок (силы тяжести, ветровых и сейсмических нагрузок) должны подвергаться все основные элементы аппарата (обечайки, днища, крышки и другие несущие нагрузку детали). Расчет на механическую прочность производится по допускаемым напряжениям $[\sigma]$, которые принимаются по справочным таблицам ГОСТ 34233.1-2017 или ГОСТ 14249-89. Для тех марок сталей, которые не указаны в справочных таблицах, допускаемые напряжения рассчитываются по приведенным в ГОСТ формулам. Для ряда материалов в справочной литературе имеются данные по нормативному допускаемому напряжению σ^* . В этом случае можно вычислить допускаемое напряжение по формуле

$$[\sigma] = \eta \sigma^*, \quad (1)$$

где η – поправочный коэффициент, учитывающий вид заготовки, для которой производится расчет: листовой прокат $\eta=1$; отливки, подвергающиеся индивидуальному контролю неразрушающими методами $\eta=0,8$; отливки, не подвергающиеся индивидуальному контролю $\eta=0,7$.

1.2. Расчет на прочность цилиндрических обечаек

Сварные цилиндрические обечайки диаметром до 600 мм изготавливают с одним меридиональным швом. Обечайки большего диаметра выполняют с несколькими швами. За базовый размер стального цилиндрического аппарата, обечайка которого выполнена из стального листового проката, принимается внутренний диаметр. Сварные цилиндрические обечайки стандартизованы (ГОСТ 9617-76 «Сосуды и аппараты. Ряды диаметров»), диаметр их выбирается из ряда:

400, (450), 500, (550), 600, (650), 700, 800, 900, 1000, (1100), 1200, (1300), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, 2200, 2400, 2500, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500, (5500), 5600, (6000), 6300, (6400), 7000, 7500... мм.

Значения, указанные в скобках, можно применять только для рубашек сосудов и аппаратов. Эмалированные сосуды и аппараты, а также аппараты с перемешивающими устройствами допускается изготавливать диаметром 250, 300 и 350 мм.

Расчетные формулы применимы при выполнении следующих условий:

$$\frac{s - c}{D} \leq 0,1 \quad \text{для обечаек и труб при } D \geq 200 \text{ мм}; \quad (2)$$

$$\frac{s - c}{D} \leq 0,3 \quad \text{для обечаек и труб при } D < 200 \text{ мм}, \quad (3)$$

где s – толщина стенки обечайки, мм; c – прибавка на коррозию, мм; D – внутренний диаметр обечайки, мм.

Исполнительную толщину стенки элемента сосуда определяют по формуле

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

где s_p – расчетная толщина стенки, мм; c – прибавка к расчетным толщинам, мм.

Прибавку к расчетным толщинам определяют по формуле

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \quad (5)$$

где c_1 – прибавка на коррозию и эрозию, мм (определяется по справочным данным для материала, из которого изготовлен аппарат); c_2 – прибавка на компенсацию минусового допуска (отрицательное отклонение от стандартной толщины листа); c_3 – технологическая прибавка, учитывающая утонение стенки сосуда или аппарата при технологической операции (вытяжке, штамповке, гибке и т.п.).

Прибавки c_2 и c_3 учитывают, когда их суммарное значение превышает 5% номинальной толщины листа (в учебных расчетах допускается не учитывать).

Формулы расчета допускается применять до температуры ползучести материала. Если нет точных данных, то ограничения по температуре составляют для углеродистой стали 380°C, для низколегированной – 420°C; для аустенитной – 525°C.

1.2.1. Расчет цилиндрических обечаек, нагруженных внутренним давлением

Исполнительную толщину тонкостенных обечаек, работающих под внутренним избыточным давлением, принимают исходя из условия (4). Расчетную толщину стенки (s_p) определяют по уравнению

$$s_p = \frac{p \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi_p - p}, \quad (6)$$

где D – внутренний диаметр обечайки, м; p – расчетное внутреннее избыточное давление, МПа; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала обечайки, МПа (для различных материалов, используемых в биотехнологическом машиностроении, приведено в Приложении А); φ_p – расчетный коэффициент прочности сварного шва (в зависимости от вида сварного шва, способа сварки и материала изделия определяется по табл. 1.2–1.4).

Таблица 1.2

Коэффициенты прочности сварных швов для сосудов и аппаратов из стали и сплавов на железо-никелевой основе по ГОСТ 34233.1-2017

Вид сварного шва и способ сварки	Значение коэффициента прочности при длине контролируемых швов от общей длины	
	100%	10–50%
Стыковой двусторонний с полным проплавлением или угловой двусторонний с полным проплавлением таврового соединения, выполняемый автоматической или полуавтоматической сваркой	1,0	0,9
Стыковой с подваркой корня шва с полным проплавлением или угловой двусторонний с полным проплавлением таврового соединения, выполняемый вручную	1,0	0,9
Стыковой шов, доступный к сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по всей длине шва к основному металлу	0,9	0,8
Угловой двусторонний с неполным проплавлением таврового соединения	0,8	0,65
Стыковой, выполняемый автоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,9	0,65

Прибавку на коррозию рассчитывают по формуле

$$C = P \cdot \tau_a, \quad (7)$$

где P – коррозионная проницаемость материала, зависящая от свойств среды (определяется по справочным данным при их отсутствии для углеродистых и низколегированных сталей принимается условно 0,1 мм в год); τ_a – амортизационный срок службы аппарата (обычно принимается равным 10–15 лет).

Перечень конструкционных материалов, рекомендуемых для некоторых агрессивных сред, приведен в приложении Б.

Таблица 1.3

Коэффициенты прочности сварных швов для сосудов и аппаратов из алюминия и его сплавов по ГОСТ 34233.1-2017

Вид сварного шва и способ сварки	Коэффициент прочности сварного шва
Стыковой двусторонний с полным проплавлением, односторонний с технологической подкладкой, выполняемые сваркой в защитном газе или плазменной сваркой: угловой двусторонний с полным проплавлением таврового соединения, выполняемый сваркой в защитном газе	0,90
Стыковой односторонний с полным проплавлением, угловой односторонний с полным проплавлением таврового соединения, выполняемые сваркой в защитном газе	0,85
Стыковой двусторонний с полным проплавлением, выполняемый ручной дуговой сваркой	0,80
Стыковой односторонний с неполным проплавлением, угловой с неполным проплавлением таврового соединения, выполняемые всеми способами	0,75

Таблица 1.4

Коэффициенты прочности сварных и паяных швов для сосудов и аппаратов из меди и ее сплавов по ГОСТ 34233.1-2017

Вид сварного шва и способ сварки	Коэффициент прочности сварного шва
Стыковой двусторонний с полным проплавлением, стыковой с подваркой корня шва. стыковой односторонний с технологической подкладкой, выполняемые автоматической дуговой сваркой неплавящимся электродом в защитном газе	0,92
Стыковой двусторонний с полным проплавлением, стыковой с подваркой корня шва. стыковой односторонний с технологической подкладкой, выполняемые ручной или полуавтоматической сваркой открытой дугой неплавящимся электродом или автоматической сваркой под флюсом	0,90
Стыковой двусторонний с полным проплавлением, выполняемый ручной дуговой сваркой	0,85
Стыковой односторонний с технологической подкладкой, выполняемый ручной дуговой сваркой	0,80
Паяный внахлестку	0,85

Рассчитанную толщину стенки округляют в большую сторону до номинального значения по сортаменту. 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. 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». 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.

Далее проводят проверочный расчет условий применения расчетных формул (2, 3) и допустимого избыточного давления и напряжений, действующих в стенках аппарата по формуле

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

Пример 1

Определить толщину стенки сварной цилиндрической обечайки, работающей при избыточном внутреннем давлении 0,3 МПа, и следующих дополнительных условиях:

- материал обечайки – сталь марки 12X18H10T;
- температура рабочей среды 140°C;
- внутренний диаметр аппарата 2000 мм;
- сварной шов стыковой двусторонний с полным проплавлением, выполняемый автоматически;
- длина контролируемых участков швов составляет 100% от общей длины шва;
- коррозионная проницаемость стали 12X18H10T в рабочей среде $P < 0,1$ мм/год;
- амортизационный срок службы аппарата 15 лет.

Решение

При отсутствии данных о гидростатическом давлении внутри аппарата и наличии предохранительных устройств принимаем рабочее давление 0,3 МПа за расчетное. Расчетная толщина стенки обечайки без учета прибавки на коррозию по формуле (6) будет равна

$$s_p = \frac{0,3 \cdot 2}{2 \cdot 168 \cdot 1 - 0,3} = 0,00179 \text{ м или } 1,79 \text{ мм,}$$

где 168 – допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при 150°C, МПа (см. Приложение А).

При амортизационном сроке службы аппарата 15 лет прибавка на коррозию по формуле (7) составит

$$c = 0,1 \cdot 15 = 1,5 \text{ мм.}$$

Рабочая толщина стенки обечайки должна быть больше, чем $1,79 + 1,5 = 3,29$ мм. Округляем полученное значение по сортаменту в сторо-

ну увеличения и получаем: $s=4$ мм. При этом значении толщины стенки проводим проверочный расчет (формулы (2) и (8)).

$$\frac{4-1,5}{2000} = 0,00125 \leq 0,1,$$

то есть условие применимости расчетных формул (2) выполняется.

$$[p] = \frac{2 \cdot 168 \cdot 1 \cdot (0,004 - 0,0015)}{2 + 0,004 - 0,0015} = 0,42 \text{ МПа},$$

то есть допустимое избыточное давление выше, чем расчетное, прочность обечайки обеспечена.

Принимаем толщину стенки аппарата 4 мм.

1.2.2. Расчет цилиндрических обечайек, работающих под наливом

Рабочее давление в аппарате в этом случае складывается из избыточного давления и гидростатического давления среды: $p = p_u + p_z$. Гидростатическое давление вычисляют по формуле

$$p_z = g \rho H_{ж}, \quad (9)$$

где g – ускорение свободного падения ($9,81 \text{ м/с}^2$); ρ – удельный вес (плотность) среды в аппарате, кг/м^3 ; $H_{ж}$ – высота столба жидкости в аппарате, м.

В остальном расчет ведут аналогично п. 1.2.1.

Пример 2

Определить толщину стенки сварной цилиндрической обечайки вертикального аппарата дображивания, работающего при избыточном шпунтовом давлении 0,06 МПа. Обечайка выполнена из алюминиевого листа марки А85М. Сварные швы стыковые односторонние с полным проплавлением, выполняемые вручную. Длина контролируемых участков 100%. Рабочая температура среды в аппарате 1–3°C. Плотность пива 1010 кг/м^3 . Геометрические размеры аппарата: внутренний диаметр 2000 мм, высота 5000 мм. Срок службы аппарата 15 лет.

Решение

Определим гидростатическое давление среды в аппарате по формуле (9):

$$p_z = 9,81 \cdot 1010 \cdot 5 = 49541 \text{ Па} = 0,05 \text{ МПа}.$$

Тогда рабочее избыточное давление в аппарате

$$p = 0,06 + 0,05 = 0,11 \text{ МПа}.$$

Расчетная толщина стенки по формуле (6)

$$s_p = \frac{0,11 \cdot 2}{2 \cdot 16 \cdot 0,8 - 0,12} = 0,00863 \text{ м или } 8,63 \text{ мм},$$

где 16 – нормативное допускаемое напряжение для алюминия марки А85М при 20°C, МПа (см. Приложение А), 0,8 – коэффициент прочности сварного шва (табл. 1.3).

Прибавка на коррозию $0,1 \cdot 15 = 1,5$ мм, следовательно, исполнительная толщина стенки будет

$$s = 8,63 + 1,5 = 9,13 \text{ мм}.$$

Округляем полученное значение по сортаменту в сторону увеличения и получаем: $s=10$ мм. При этом значении толщины стенки проводим проверочный расчет по формулам (2, 8).

$$\frac{10-1,5}{2000} = 0,00425 \leq 0,1,$$

то есть условие применимости расчетных формул выполняется.

$$[p] = \frac{2 \cdot 17 \cdot 0,9 \cdot (0,01 - 0,0015)}{2 + 0,01 - 0,0015} = 0,13 \text{ МПа},$$

то есть допустимое избыточное давление выше, чем расчетное, прочность обечайки обеспечена.

Принимаем толщину стенки аппарата 10 мм.

1.2.3. Расчет цилиндрических обечаек, нагруженных наружным давлением

Исполнительную толщину тонкостенных обечаек, нагруженных наружным давлением, принимают исходя из условия (4).

При этом расчетную толщину стенки определяют по формуле

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

где коэффициент B определяется по уравнению

$$B = \max \left\{ 1,0; 0,47 \left(\frac{p}{10^{-5} E} \right)^{0,067} \cdot \left(\frac{l}{D} \right)^{0,4} \right\} \quad (11)$$

где E – модуль упругости материала, из которого изготовлена обечайка, МПа (определяется по Приложению В), l – длина обечайки, мм.

Допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{[p]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_n}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (12)$$

где $[p]_n$ – допускаемое давление из условия прочности, МПа; $[p]_E$ – допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости, МПа.

Соответствующие допускаемые давления определяются по формулам

$$[p]_n = \frac{2[\sigma] \cdot (s - c)}{D + (s - c)}; \quad [p]_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D}{l} \cdot \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (13, 14)$$

где n_y – коэффициент запаса устойчивости (в рабочих условиях равен 2,4); B_1 – коэффициент, выбираемый из условия:

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(s - c)}} \right\}. \quad (15)$$

Пример 3

Аппарат с рубашкой, обогреваемой паром избыточным давлением 0,25 МПа, изготовлен из стали марки 12Х18Н10Т. Швы стыковые с полным проплавлением, выполненные автоматически, контролируются в объеме 100%. Диаметр аппарата 1500 мм, длина участка обечайки, закрытого рубашкой, 2000 мм. Провести расчет на прочность внутренней обечайки аппарата, нагруженной наружным избыточным давлением. Амортизационный срок службы аппарата составляет 10 лет.

Решение

Пар избыточным давлением 0,25 МПа имеет температуру 138°C (найдено по Приложению Г методом линейной интерполяции). Определяем коэффициент B по формуле (11):

$$B = \max \left\{ 1,0; 0,47 \left(\frac{0,25}{10^{-5} \cdot 1,99 \cdot 10^5} \right)^{0,067} \cdot \left(\frac{2}{1,5} \right)^{0,4} \right\} = \max \{1,0; 0,46\}.$$

где $1,99 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости при 150°C для аустенитных сталей (см. Приложение В).

Принимаем $B=1,0$.

Далее определяем расчетные значения толщины стенки по формуле (10):

$$s_p = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} \cdot 1,5}{1,0} \left(\frac{0,25}{10^{-5} \cdot 1,99 \cdot 10^5} \cdot \frac{2}{1,5} \right)^{0,4}; \frac{1,2 \cdot 0,25 \cdot 1,5}{2[168] - 0,25} \right\};$$
$$s_p = \max \{0,00778; 0,00134\} = 0,00778 \text{ м или } 7,78 \text{ мм},$$

где 168 МПа – допускаемое напряжение для стали марки 12Х18Н10Т при 150°C (см. Приложение А).

Прибавка на коррозию составляет $0,1 \cdot 10 = 1$ мм, исполнительная толщина стенки $7,78 + 1 = 8,78$ мм. Округляем полученное значение по сорту в сторону увеличения и получаем: $s = 10$ мм. При этом значении толщины стенки проводим проверочный расчет.

$$\frac{10 - 1}{1500} \leq 0,1,$$

то есть условие применимости расчетных формул выполняется.

Допускаемое давление из условия прочности

$$[p]_n = \frac{2 \cdot 168 \cdot (0,01 - 0,001)}{1,5 + (0,01 - 0,001)} = 2,0 \text{ МПа}.$$

Коэффициент B_1 определим по формуле (15)

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{1,5}{2} \sqrt{\frac{1,5}{100 \cdot (0,01 - 0,001)}} \right\} = \{1,0; 9,12\} = 1,0.$$

Допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{1,5}{2} \cdot \left[\frac{100 \cdot (0,01 - 0,01)}{1,5} \right]^{2,5} = 0,36 \text{ МПа}.$$

Максимальное допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{2,0}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,0}{0,36}\right)^2}} = 0,35 \text{ МПа.}$$

Прочность обеспечена. Принимаем толщину стенки аппарата 10 мм.

1.3. Расчет на прочность выпуклых днищ и крышек

По форме днища бывают: сферические, эллиптические, конические, тарельчатые и плоские.

Сферические днища. В сферической оболочке не возникают изгибающие напряжения, поэтому сфера является идеальной формой днища. Сферические днища сваривают из отдельных штампованных элементов и чаще применяют для аппаратов больших диаметров.

Эллиптические днища. Днище, имеющее форму эллипсоида вращения (рис. 1.1), широко применяется для изготовления аппаратов и емкостей. Для того, чтобы не нагружать сварной шов изгибающими напряжениями, днище снабжают цилиндрическим бортом высотой 25-50 мм. Эллиптические днища можно штамповать из одного цельного листа. Эллиптические днища стандартизованы (ГОСТ 6533-78 «Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры»).

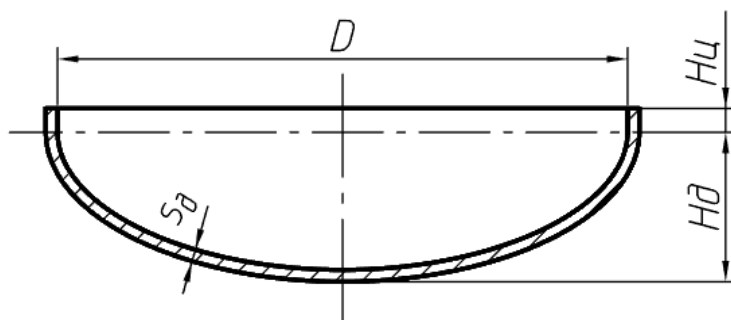


Рис. 1.1. Эллиптическое отбортованное днище

Конические днища. Коническая форма днища обеспечивает хорошее удаление осадков (клетки микроорганизмов, белковый отстой, бентонит) и применяется в аппаратах для замачивания, брожения, циклонах, разварниках. Наиболее распространены днища с углом при вершине 60 и 90° (рис. 1.2 а), но применяются также и пологие конические днища, например, в аппаратах брожения (рис. 1.2 б). Конические днища изготавливают, как правило, с отбортованным краем, что существенно снижает местные напряжения.

Конические днища стандартизованы (ГОСТ 12619-78 «Днища конические отбортованные с углами при вершине 60 и 90 градусов. Основные размеры»; ГОСТ 12620-78 «Днища конические неотбортованные с углами при вершине 60, 90, 120 градусов. Основные размеры»; ГОСТ 12621-78

«Днища конические неотбортованные с углом при вершине 140 градусов. Основные размеры»).

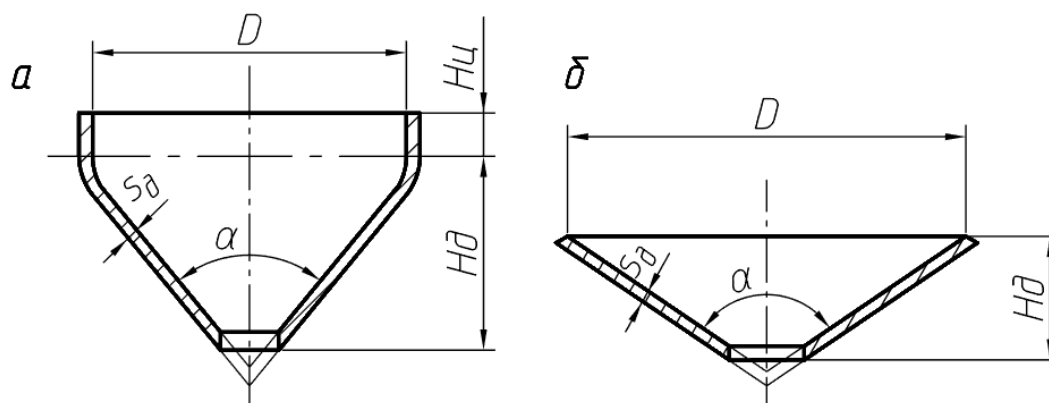


Рис. 1.2. Коническое днище: а – отбортованное, б – неотбортованное

Тарельчатые или сферические неотбортованные днища (рис. 1.3) представляют собой сферический сегмент, приваренный без всякой отбортовки к обечайке. В месте соединения обечайки с днищем возникают значительные напряжения. Такие днища не применяют в ответственной аппаратуре, работающей под давлением свыше 0,07 МПа и подлежащей контролю Ростехнадзора. Для компенсации распорных сил в местах сопряжения приваривают кольцо жесткости.

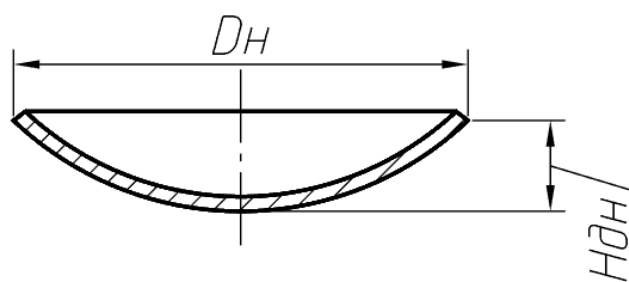


Рис. 1.3. Тарельчатое днище

Плоские днища просты по конструкции, однако при больших диаметрах и значительных давлениях толщина их получается весьма большой, и поэтому применение их ограничено. Стандартизованные плоские днища выпускаются следующих конструкций: ГОСТ 12622-78 «Днища плоские отбортованные. Основные размеры»; ГОСТ 12623-78 «Днища плоские неотбортованные. Основные размеры».

Соединение полусферических, отбортованных конических, эллиптических и плоских днищ производят только встык. Соединение неотбортованных днищ с обечайкой может производиться по-разному (см. табл. 1.5). Способ соединения днища и обечайки оказывает влияние на прочностные характеристики аппарата.

1.3.1. Расчет эллиптических отбортованных и полусферических днищ, нагруженных внутренним давлением

Формулы для расчета на прочность выпуклых днищ применимы при выполнении следующих условий:

$$0,002 \leq \frac{s-c}{D} \leq 0,1; \quad 0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5, \quad (16, 17)$$

где H – высота днища без отбортовки, мм (для торосферических днищ необходимо выполнение только первого условия).

Исполнительную толщину стенки днища (эллиптического или полусферического), нагруженного внутренним избыточным давлением, принимают исходя из условия (4) (см. п. 1.2). Расчетную толщину стенки определяют по формуле

$$s_p = \frac{p \cdot R}{2[\sigma] \cdot \varphi - 0,5p}, \quad (18)$$

где φ – коэффициент прочности сварного шва (для днищ, изготовленных из одной заготовки $\varphi=1$, для сварных днищ φ принимается по таблицам 1.2–1.4); R – радиус кривизны в вершине днища, мм.

Радиус кривизны вычисляют по формуле

$$R = \frac{D^2}{4H}. \quad (19)$$

$R = D$ для эллиптических днищ с $H=0,25D$; $R = 0,5D$ для полусферических днищ с $H=0,5D$, где H – высота днища без отбортовки.

Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s-c)}{R + 0,5(s-c)}. \quad (20)$$

Пример 4

Определить толщину стенки эллиптического сварного отбортованного днища, изготовленного из стали марки 08X18H12T. Внутренний диаметр днища 2000 мм, высота днища 500 мм. Рабочее давление в аппарате 0,5 МПа. Срок службы аппарата 20 лет. Остальные условия принять аналогично примеру 1.

Решение

Так как сварные швы днища двусторонние с полным проплавлением, контролируемые в объеме 100% (см. пример 1), $\varphi=1$. Допускаемое напряжение для стали 08X18H12T при рабочей температуре среды 140°C составляет 148 МПа (см. Приложение А). Поскольку $H=0,25D$, радиус кривизны днища $R=D=2000$ мм. Расчетная толщина стенки днища по формуле (18)

$$s_p = \frac{0,5 \cdot 2}{2 \cdot 148 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,5} = 0,00338 \text{ м или } 3,38 \text{ мм.}$$

Так как срок службы аппарата 20 лет, прибавка на коррозию составит $c=0,1 \cdot 20=2$ мм, а исполнительная толщина стенки $s=3,38+2=5,38$ мм. Примем исполнительную толщину стенки 6 мм и произведем проверочные расчеты.

$$0,002 \leq \frac{6-2}{2000} = 0,002 \leq 0,1; \quad 0,2 \leq \frac{500}{2000} = 0,25 \leq 0,5,$$

то есть условия применимости расчетных формул выполняются.

Максимальное допускаемое внутреннее избыточное давление

$$[p] = \frac{2 \cdot 148 \cdot 1 \cdot (0,006 - 0,002)}{2 + 0,5 \cdot (0,006 - 0,002)} = 0,59 \text{ МПа},$$

то есть прочность обеспечена. Принимаем исполнительную толщину стенки эллиптического днища 6 мм.

1.3.2. Расчет эллиптических отбортованных и полусферических днищ, нагруженных наружным давлением

Исполнительную толщину стенки днища определяют из условия (4).

Расчетную толщину стенки днища определяют по формуле

$$s_p = \max \left\{ \frac{K_9 R}{161} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-5} E}}; \frac{1,2 p R}{2[\sigma]} \right\}, \quad (21)$$

где K_9 – для предварительных расчетов принимают равным 0,9 для эллиптических днищ и 1,0 для полусферических днищ.

Затем проверяют допускаемое наружное давление по формуле (12). При этом допускаемое давление из условия прочности $[p]_n$, и допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости $[p]_E$ определяют по формулам (22, 23)

$$[p]_n = \frac{2[\sigma](s-c)}{R + 0,5(s-c)}; \quad [p]_E = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} E}{n_y} \left[\frac{100(s-c)}{K_9 R} \right]^2. \quad (22, 23)$$

Коэффициент K_9 определяют по графику, приведенному на рис. 1.4 или вычисляют по формуле

$$K_9 = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3,0 + 10x)x}, \quad (24)$$

где x – величина, определяемая по уравнению

$$x = 10 \frac{s-c}{D} \left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right). \quad (25)$$

Пример 5

Сироповарочный аппарат, обогреваемый паром избыточным давлением 0,25 МПа, изготовлен из стали 12X18H10T. Диаметр аппарата 1000 мм. Провести расчет на прочность внутреннего полусферического днища аппарата, нагруженного наружным избыточным давлением. Амортизационный срок службы аппарата 15 лет.

Решение

При расчете полусферических днищ для предварительных расчетов принимаем $K_3=1,0$. Температура греющего пара давлением 0,25 МПа составляет 138°C (см. пример 3), принимаем $[\sigma]=168$ МПа (Приложение А). Осуществляем выбор расчетной толщины стенки днища по формуле (21):

$$s_p = \max \left\{ \frac{1 \cdot 0,5}{161} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,25}{10^{-5} \cdot 1,99 \cdot 10^5}}; \frac{1,2 \cdot 0,25 \cdot 0,5}{2 \cdot 174} \right\} = \max \{0,0017; 0,0004\} = 0,0017$$

м.

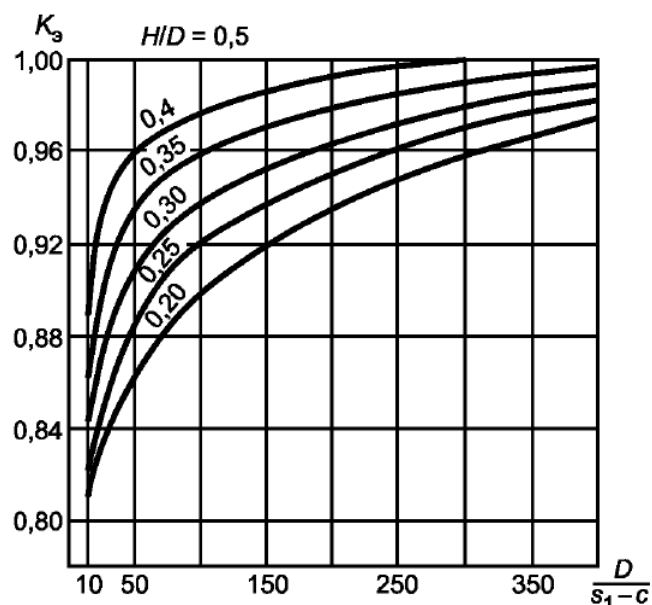


Рис.1.4. График для определения коэффициента K_3 ,

Прибавка на коррозию составляет $0,1 \cdot 15 = 1,5$ мм, исполнительная толщина стенки $1,7 + 1,5 = 3,2$ мм. Округляем полученное значение по сортаменту в сторону увеличения и получаем: $s = 4$ мм. При этом значении толщины стенки проводим проверочный расчет.

$$0,002 \leq \frac{4-1}{1000} \leq 0,1; \quad 0,2 \leq \frac{500}{1000} \leq 0,5,$$

то есть условия применимости расчетных формул выполняются.

Допускаемое давление из условия прочности определяем по формуле (22):

$$[p]_n = \frac{2 \cdot 174 \cdot (0,004 - 0,0015)}{0,5 + 0,5 \cdot (0,004 - 0,0015)} = 1,74 \text{ МПа.}$$

Далее для определения точного значения коэффициента K_3 , определяем значение x по формуле (25):

$$x = 10 \frac{4 - 1,5}{1000} \left(\frac{1000}{2 \cdot 500} - \frac{2 \cdot 500}{1000} \right) = 0.$$

Тогда K_3 по формуле (24):

$$K_9 = \frac{1+0}{1+0} = 1,$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости по формуле (23):

$$[p]_E = \frac{2,6 \cdot 10^{-5} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{2,4} \left[\frac{100 \cdot (0,004 - 0,0015)}{1 \cdot 0,5} \right]^2 = 0,54 \text{ МПа.}$$

Допускаемое наружное давление по формуле (12):

$$[p] = \frac{1,74}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,74}{0,54} \right)^2}} = 0,52 \text{ МПа.}$$

Прочность обеспечена при толщине стенки днища 4 мм.

1.4. Расчет плоских круглых днищ и крышек

Плоские днища предпочтительно применять в аппаратах небольшого диаметра (до 400 мм), работающих под наливом, и при небольших избыточных давлениях (до 0,07 МПа).

Расчетные формулы применимы при выполнении условия

$$\frac{s-c}{D_p} \leq 0,11, \quad (26)$$

где D_p – расчетный диаметр днища, мм; (расчетные диаметры зависят от конструкции днища и определяются по табл. 1.5).

Допускается производить расчет при

$$\frac{s-c}{D_p} \geq 0,11,$$

но в этом случае значение допускаемого давления следует умножить на поправочный коэффициент K_p , рассчитываемый по уравнению

$$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \cdot \frac{s-c}{D_p} \right)^2}}. \quad (27)$$

Если в результате расчета окажется, что $\frac{s-c}{D_p} \geq 0,11$, то необходимо

дополнительно определить допускаемое давление по формуле (32) и умножить его на коэффициент K_p .

При $K_p \cdot [p] < p$ толщину днища следует увеличить так, чтобы было выполнено условие $K_p \cdot [p] \geq p$.

1.4.1. Расчет плоских днищ и крышек, нагруженных внутренним избыточным давлением

Расчетную толщину днища или крышки вычисляют по формуле

$$s_p = KK_0 D_p \sqrt{\frac{p}{\varphi[\sigma]}}, \quad (28)$$

где K – коэффициент, зависящий от способа крепления днища к обечайке, определяют по табл. 1.5); K_0 – коэффициент ослабления днища неукрепленным отверстием.

Коэффициент K_0 определяется в зависимости от числа отверстий по формулам

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2}; \quad K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_p}\right)^3}{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_p}\right)}}, \quad (29, 30)$$

где d, d_i – внутренний диаметр штуцера или отверстия, м.

Формула (29) применяется, если днище имеет одно неукрепленное отверстие, формула (30) применяется при наличии в днище нескольких неукрепленных отверстий.

K_0 определяют для наиболее ослабленного сечения днища. Принцип определения наиболее ослабленного сечения показан на рис. 1.5.

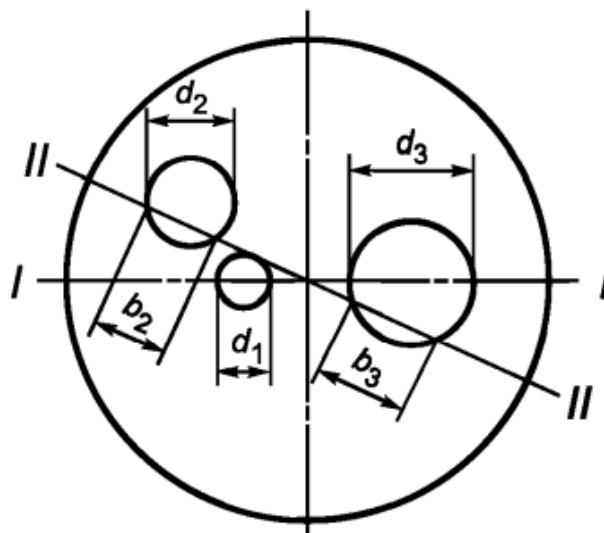


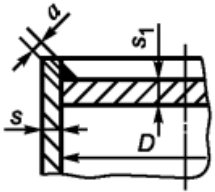
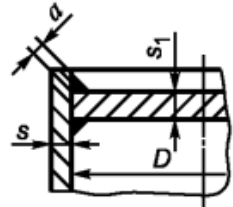
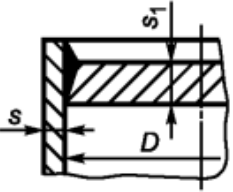
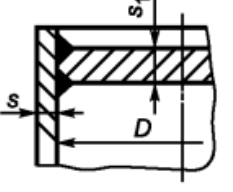
Рис. 1.5. Определение наиболее ослабленного сечения плоского днища

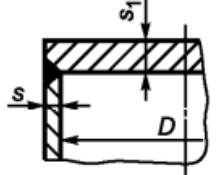
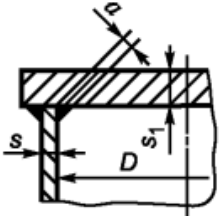
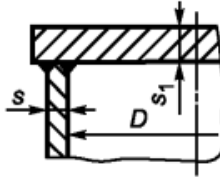
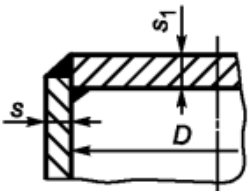
Максимальную сумму для длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении днища или крышки определяют по формуле

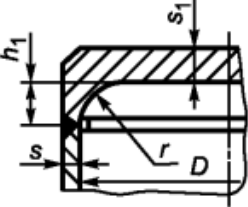
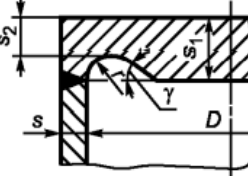
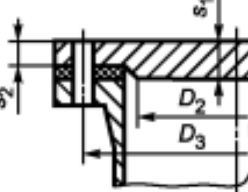
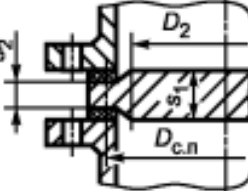
$$\sum d_i = \max \{(d_1 + d_3); (b_2 + b_3)\}. \quad (31)$$

Таблица 1.5

Значение коэффициента K в зависимости от конструкции днища

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

Продолжение таблицы 1.5				
5		$D_p = D$	$\frac{s - c}{s_1 - c} \leq 0,25$	0,45
			$\frac{s - c}{s_1 - c} \leq 0,25$	0,41
6		$a \geq 0,85s$ $D_p = D$		0,50
7		$D_p = D$	$\frac{s - c}{s_1 - c} \leq 0,5$	0,41
			$\frac{s - c}{s_1 - c} \leq 0,5$	0,38
8		$D_p = D$	$\frac{s - c}{s_1 - c} \leq 0,5$	0,41
			$\frac{s - c}{s_1 - c} \leq 0,5$	0,38

Окончание таблицы 1.5				
9		$\max \{s; 0,25s_1\} \leq r;$ $r \leq \min \{s_1; 0,1D\};$ $h_1 > r;$ $D_p = D - 2r$		$K = \max \left[\begin{array}{l} 0,41 \times \\ \times \left(1 - 0,23 \frac{s-c}{s_1-c} \right); \\ 0,35 \end{array} \right]$
10		$30^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ $0,25s_1 \leq r \leq s_1 - s_2$ $D_p = D$	$\frac{s-c}{s_1-c} \leq 0,5$	0,41
			$\frac{s-c}{s_1-c} \leq 0,5$	0,38
11		$D_p = D_3$		0,40
12		$D_p = D_{\text{сп}}$		0,41

Для днищ и крышек без отверстий $K_0=1$. Во всех случаях присоединения плоского днища к обечайке его минимальная толщина должна быть больше или равна толщине обечайки.

Допускаемое давление на плоское днище определяется по формуле

$$[p] = \left(\frac{s - c}{KK_0 D_p} \right)^2 [\sigma] \varphi. \quad (32)$$

Пример 6

Определить толщину плоского днища цилиндрического мерника диаметром 400 мм, высотой 1000 мм, изготовленного из стали Ст3. Мерник предназначен для хранения и отпуска жидкости плотностью 986 кг/м. Днище имеет неукрепленное отверстие диаметром 40 мм и приварено к обечайке по варианту 2. Шов угловой двусторонний с неполным проплавлением таврового соединения с контролем в объеме 50%. Избыточное давление в мернике 0,02 МПа. Амортизационный срок службы мерника 10 лет.

Решение

Гидростатическое давление жидкости на днище определим по формуле (9):

$$p_c = 9,81 \cdot 1 \cdot 986 = 9672 \text{ Па} = 0,01 \text{ МПа}.$$

Общее избыточное давление $p = 0,02 + 0,01 = 0,03 \text{ МПа}$.

Днище имеет неукрепленное отверстие, следовательно, необходимо определить K_0 . Так как отверстие одно, воспользуемся формулой (29):

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{0,04}{0,4} + \left(\frac{0,04}{0,4} \right)^2} = 1,05.$$

По таблице 1.5 находим, что для 2 варианта крепления днища $K=0,50$. Для указанного в условии сварного шва коэффициент прочности $\varphi=0,65$. Допускаемое напряжение для стали Ст3 при 20°C составляет 154 МПа (см. Приложение А). Расчетная толщина днища по формуле (28) составит

$$s_p = 0,5 \cdot 1,05 \cdot 0,4 \cdot \sqrt{\frac{0,03}{0,65 \cdot 154}} = 0,00364 \text{ м или } 3,64 \text{ мм}.$$

Так как сталь Ст3 имеет низкую коррозионную стойкость, примем прибавку на коррозию 2 мм, тогда исполнительная толщина днища будет $3,64 + 2 = 5,64 \text{ мм}$.

Примем исполнительную толщину днища 6 мм и произведем проверочный расчет

$$\frac{6 - 2}{400} = 0,1 \leq 0,11,$$

то есть условие правомерности применения расчетных формул выполняется.

$$[p] = \left(\frac{0,006 - 0,002}{0,5 \cdot 1,05 \cdot 0,4} \right)^2 \cdot 154 \cdot 0,65 = 0,036 \text{ МПа},$$

то есть прочность обеспечена. Принимаем толщину днища 6 мм.

1.5. Расчет конических обечаек и днищ

Расчетные формулы применимы при выполнении условия

$$0,001 \leq \frac{s \cdot \cos \alpha_1}{D} \leq 0,050, \quad (33)$$

где α_1 – половина угла при вершине конического днища (обечайки), град.; D – диаметр цилиндрической обечайки, сопрягаемой с коническим днищем, мм.

Выполнение этого условия для $\alpha_1 > 70^\circ$ не требуется.

Данные формулы не применимы для расчета на прочность конических переходов в местах крепления рубашки к корпусу.

1.5.1. Расчет конических обечаек и днищ, нагруженных внутренним давлением

Исполнительная толщина стенки принимается из условия (4).

Расчетная толщина стенки конического днища (обечайки)

$$s_p = \frac{p \cdot D_k}{2[\sigma] \cdot \varphi - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_1}. \quad (34)$$

где D_k – расчетный диаметр конической обечайки (днища), м (рассчитывается в зависимости от конструкции обечайки по ГОСТ 34233.2-2017; для стандартизованного конического днища можно принять $D_k = D$).

Допускаемое внутреннее избыточное давление в аппарате

$$[p] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{\frac{D_k}{\cos \alpha_1} + (s - c)}. \quad (35)$$

Пример 7

Определить толщину стенки отбортованного конического днища аппарата, изготовленного из стали Ст3. Угол конуса днища 90° . Внутренний диаметр обечайки аппарата 2000 мм, высота аппарата 5000 мм. Максимальное избыточное давление в аппарате 0,2 МПа. Аппарат работает при температуре 20°C под наливом, плотность среды 1125 кг/м^3 . Сварные швы стыковые односторонние, выполнены вручную с контролем в объеме 50%. Срок службы аппарата 15 лет. Коррозионная проницаемость стали Ст3 в среде, заполняющей аппарат, составляет 0,1 мм в год.

Решение

Давление на днище аппарата складывается из избыточного давления (0,2 МПа) и гидростатического давления столба жидкости. Гидростатическое давление будет равно

$$p_z = 9,81 \cdot 1125 \cdot 5 = 55181 \text{ Па} = 0,055 \text{ МПа.}$$

Внутреннее избыточное давление

$$p = 0,2 + 0,055 = 0,255 \text{ МПа.}$$

Рассчитаем толщину стенки конического днища по формуле (34):

$$s_p = \frac{0,255 \cdot 2}{2 \cdot 154 \cdot 0,65 - 0,255} \cdot \frac{1}{0,707} = 0,0036 \text{ м или } 3,6 \text{ мм,}$$

где 154 – допускаемое напряжение для стали Ст3 при 20°C, МПа; 0,707 – косинус 45°.

Прибавка на коррозию при сроке службы аппарата 15 лет составит 1,5 мм, тогда исполнительная толщина стенки конического днища будет 3,6+1,5=5,1 мм. Округляем полученное значение до 6 мм и проводим проверочный расчет.

$$0,001 \leq \frac{6 \cdot 0,707}{2000} = 0,0021 \leq 0,050,$$

то есть условие правомерности применения расчетных формул (33) выполняется.

Допускаемое внутреннее избыточное давление на днище аппарата по формуле (35):

$$[p] = \frac{2 \cdot 154 \cdot 0,65 \cdot (0,006 - 0,0015)}{\frac{2}{0,707} + (0,006 - 0,0015)} = 0,32 \text{ МПа,}$$

то есть прочность обеспечена со значительным запасом при толщине стенки днища 6 мм.

1.5.2. Расчет конических обечаек и днищ, нагруженных наружным давлением

Формулы (33–35) применимы при $\alpha_1 \leq 70^\circ$.

Исполнительную толщину стенки принимают из условия (4). Расчетную толщину стенки определяют в первом приближении как для цилиндрических обечаек, нагруженных наружным давлением (см. п. 1.2.3) с последующей проверкой допускаемого наружного давления по формуле (12). Допускаемое давление из условия прочности при этом рассчитывают по формуле

$$[p]_n = \frac{2[\sigma](s - c)}{\frac{D}{\cos \alpha_1} + (s - c)}, \quad (36)$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости – по уравнению

$$[p]_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D_E}{l_E} \left[\frac{100(s - c)}{D_E} \right]^{2,5}, \quad (37)$$

где D_E , l_E – эффективные размеры конической обечайки (днища).

Эффективная длина конической обечайки определяется из уравнения

$$l_E = \frac{D - D_1}{2 \sin \alpha_1}, \quad (38)$$

где D_1 – меньший диаметр конуса (внутренний диаметр штуцера, сопряженного с обечайкой, или участка цилиндрической обечайки, сопряженного с конической обечайкой).

Эффективный диаметр конической обечайки выбирается из условия

$$D_E = \max \left\{ \frac{D + D_1}{2 \cos \alpha_1}; \frac{D}{\cos \alpha_1} - 0,3(D + D_1) \sqrt{\frac{D + D_1}{100(s - c)}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 \right\}. \quad (39)$$

Значение коэффициента B_1 в формуле (37) принимают из условия

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(s - c)}} \right\}. \quad (40)$$

При предварительном определении толщины стенки конической обечайки или днища в качестве расчетных l_E и D_E также используют величины, рассчитанные по формулам (38, 39).

Пример 8

Определить толщину стенки конического днища барометрического конденсатора, изготовленного из стали 08X18H10T и работающего при остаточном давлении $1,5 \cdot 10^4$ Па и температуре 12°C . Диаметр аппарата 1600 мм, угол конуса днища 90° , в нижней части днища находится патрубок барометрической трубы внутренним диаметром 100 мм. Срок службы аппарата 10 лет. Гидростатическим давлением в аппарате пренебречь.

Решение

В том случае, если аппарат работает под вакуумом, его корпус испытывает наружное давление, равное разности атмосферного давления и остаточного давления в аппарате. Таким образом, расчетное давление будет равно

$$p = 9,8 \cdot 10^4 - 1,5 \cdot 10^4 = 0,083 \text{ МПа},$$

где $9,8 \cdot 10^4$ – атмосферное давление, МПа.

Для предварительного определения расчетной толщины стенки конического днища определим эффективную длину конического днища по формуле (38)

$$l_E = \frac{1600 - 100}{2 \cdot 0,707} = 1061 \text{ мм}.$$

Для предварительного расчета толщины стенки определяем коэффициент B по формуле (11):

$$B = \max \left\{ 1, 0; 0,47 \left(\frac{0,083}{10^{-5} \cdot 2,00 \cdot 10^5} \right)^{0,067} \cdot \left(\frac{1,055}{1,6} \right)^{0,4} \right\} = \max \{1, 0; 0,32\} = 1,0.$$

Рассчитываем толщину стенки по формуле (10):

$$s_p = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} \cdot 1,6}{1,0B} \left(\frac{0,083}{10^{-5} \cdot 2,00 \cdot 10^5} \cdot \frac{1,055}{1,6} \right)^{0,4}; \frac{1,2 \cdot 0,083 \cdot 1,6}{2[168] - 0,083} \right\};$$

$$s_p = \max \{0,004; 0,0005\} = 0,004 \text{ м или } 4 \text{ мм},$$

где 168 МПа – допускаемое напряжение для стали марки 08X18H10T при 20°C (см. Приложение А).

Прибавка на коррозию составляет $0,1 \cdot 10 = 1$ мм, исполнительная толщина стенки $4 + 1 = 5$ мм. Округляем полученное значение по сортаменту в сторону увеличения и получаем: $s = 6$ мм. При этом значении толщины стенки проводим проверочный расчет.

$$0,001 \leq \frac{6 \cdot 0,707}{1600} = 0,003 \leq 0,050,$$

то есть условие правомерности применения расчетных формул выполняется.

Допускаемое давление из условия прочности по формуле (36):

$$[p]_n = \frac{2 \cdot 168 \cdot (0,006 - 0,001)}{\frac{1,6}{0,707} + (0,006 - 0,001)} = 0,74 \text{ МПа}.$$

Эффективный диаметр конического днища определим по формуле (39):

$$D_E = \max \left\{ \frac{1,6 + 0,1}{2 \cdot 0,707}; \frac{1,6}{0,707} - 0,3 \cdot (1,6 + 0,1) \sqrt{\frac{1,6 + 0,1}{100 \cdot (0,006 - 0,001)}} \cdot 1 \right\};$$

$$D_E = \max \{1,2; 1,32\} = 1,32 \text{ м}.$$

Коэффициент B_1 вычислим по условию (40):

$$B_1 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{1,32}{1,055} \sqrt{\frac{1,32}{100 \cdot (0,006 - 0,001)}} \right\} = \min \{1, 0; 19,2\} = 1,0.$$

Допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости определим по уравнению (37):

$$[p]_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} \cdot 2,00 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1,0} \cdot \frac{1,32}{1,055} \left[\frac{100 \cdot (0,006 - 0,001)}{1,32} \right]^{2,5} = 0,19 \text{ МПа}.$$

Допускаемое наружное давление находим по формуле (12):

$$[p] = \frac{0,74}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,74}{0,19} \right)^2}} = 0,18 \text{ МПа}.$$

Прочность обеспечена со значительным запасом при толщине стенки днища 6 мм.

1.5.3. Расчет пологих конических днищ с тороидальным переходом

Конструкция пологого конического днища с тороидальным переходом показана на рис. 1.6 а. Расчетные формулы применимы для действия внутреннего избыточного давления при условии $\alpha_1 > 70^\circ$.

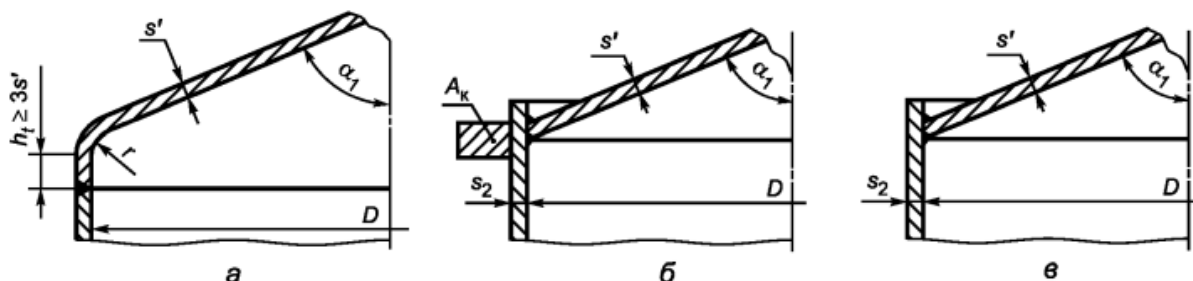


Рис. 1.6. Пологие конические днища: а – днище с тороидальным переходом; б – днище с укрепляющим кольцом; в – днище без тороидального перехода и без укрепляющего кольца

Исполнительную толщину стенки принимают из условия

$$s \geq \min \{ \max(s_k; s_m); s_p + c \}, \quad (41)$$

где s_k – толщина стенки гладкой конической обечайки (днища); s_m – толщина переходной части; s_p – расчетная толщина стенки.

Расчетную толщину стенки определяют по формуле

$$s_p = 0,3(D - r) \frac{\alpha_1}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma]\varphi}}, \quad (42)$$

где r – радиус тороидального перехода, м.

Толщину стенки гладкой конической обечайки s_k при равенстве диаметров цилиндрической обечайки и сопрягаемого с ней пологого конического днища определяют по п. 1.5.1. Толщину переходной части s_m – по формулам (43, 44):

$$s_m = s_{mp} + c. \quad (43)$$

$$s_{mp} = \frac{pD\beta_3}{2[\sigma]\varphi - p}, \quad (44)$$

где β_3 – поправочный коэффициент.

Коэффициент β_3 вычисляют по формуле

$$\beta_3 = \max \{ 0,5; \beta\beta_m \}, \quad (45)$$

где β , β_T – коэффициенты формы, определяемые по формулам (46, 47).

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{s-c}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_1}}} - 0,25; \quad \beta_m = \left[1 + \frac{0,028 \alpha_1 \frac{r}{D} \sqrt{\frac{D}{s-c}}}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_1}}} \right]^{-1} \quad (46, 47)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление на днище принимают по условию

$$[p] = \max \{ [p]_1; \min \{ [p]_2, [p]_3 \} \} \quad (48)$$

Соответствующие допускаемые давления вычисляют по формулам

$$[p]_1 = \phi[\sigma] \left[\frac{(s-c)}{0,3(D-r)} \cdot \frac{90}{\alpha_1} \right]^2, \quad [p]_2 = \frac{2[\sigma]\phi(s-c)}{\frac{D}{\cos \alpha_1} + (s-c)}, \quad (49, 50)$$

$$[p]_3 = \frac{2[\sigma]\phi(s-c)}{D\beta_3 + (s-c)}. \quad (51)$$

Пример 9

Определить толщину стенки пологого конического днища вертикальной емкости для хранения виноматериала, изготовленной из стали 03Х18Н11. Диаметр аппарата 3400 мм, высота емкости 5400 мм, угол конуса днища 150°. Днище имеет тороидальный переход радиусом 250 мм. Сварные швы двусторонние с полным проплавлением, с контролем в объеме 50%. Плотность виноматериала 1005 кг/м³. Срок службы аппарата 20 лет.

Решение

Аппарат работает при атмосферном давлении под наливом. Определяем гидростатическое давление, действующее на днище, по формуле (9):

$$p_c = 9,81 \cdot 1005 \cdot 5,4 = 53240 \text{ Па или } 0,053 \text{ МПа.}$$

Расчетную толщину стенки днища определяем по формуле (42)

$$s_p = 0,3(3,4 - 0,25) \frac{75}{90} \sqrt{\frac{0,053}{160 \cdot 0,9}} = 0,015 \text{ м или } 15 \text{ мм.}$$

Толщину стенки гладкой конической обечайки s_k определяем по формуле (34) с учетом прибавки на коррозию:

$$s_k = \frac{0,053 \cdot 3,4}{2 \cdot 160 \cdot 0,9 - 0,053} \cdot \frac{1}{0,259} + 0,002 = 0,0044 \text{ м или } 4,4 \text{ мм,}$$

где 0,259 – косинус 75°; 0,002 – прибавка на коррозию, м.

Для вычисления толщины стенки переходной части s_m необходимо определить коэффициент β_3 по формуле (45). В свою очередь для определения коэффициента β_3 необходимо предварительно найти коэффициенты β и β_m . Так как на данном этапе расчета неизвестна исполнительная толщина стенки s , полагаем, что $s-c=s_p$. Тогда по формулам (46, 47):

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{3,4}{0,015}} \cdot \frac{3,732}{1 + \frac{1}{\sqrt{0,259}}} - 0,25 = 6,12;$$

$$\beta_m = \left[1 + \frac{0,028 \cdot 75 \frac{0,25}{3,4} \sqrt{\frac{3,4}{0,015}}}{1 + \frac{1}{\sqrt{0,259}}} \right]^{-1} = 0,56.$$

Зная β и β_m , находим коэффициент β_3 по формуле (45):

$$\beta_3 = \max \{0,5; 6,12 \cdot 0,56\} = \max \{0,5; 3,43\} = 3,43.$$

Далее находим расчетную толщину переходной части по формуле (43):

$$s_{mp} = \frac{0,053 \cdot 3,4 \cdot 3,43}{2 \cdot 160 \cdot 0,9 - 0,053} = 0,0021 \text{ м или } 2,1 \text{ мм.}$$

Толщину переходной части найдем по формуле (43):

$$s_m = 2,1 + 2 = 4,1 \text{ мм.}$$

Исполнительную толщину днища находим из условия (41):

$$s \geq \min \{ \max(0,0044; 0,0041); 0,015 + 0,002 \} = 0,0044 \text{ м,}$$

где 0,002 – прибавка на коррозию при сроке службы 20 лет.

Примем исполнительную толщину стенки днища в соответствии с сортаментом 6 мм и произведем проверочный расчет.

Для определения допустимого избыточного давления на днище определяем $[p]_1$, $[p]_2$ и $[p]_3$ по формулам (49–51):

$$[p]_1 = 0,9 \cdot 160 \left[\frac{(0,006 - 0,002)}{0,3(3,4 - 0,25)} \cdot \frac{90}{75} \right]^2 = 0,037 \text{ МПа,}$$

$$[p]_2 = \frac{2 \cdot 160 \cdot (0,006 - 0,002)}{\frac{3,4}{0,259} + (0,006 - 0,002)} = 0,195 \text{ МПа,}$$

$$[p]_3 = \frac{2 \cdot 160 \cdot (0,006 - 0,002)}{3,4 \cdot 3,43 + (0,006 - 0,002)} = 0,11 \text{ МПа.}$$

Допускаемое избыточное давление на днище по условию (48):

$$[p] = \max \{0,037; \min \{0,195; 0,11\}\} = 0,11 \text{ МПа.}$$

то есть прочность обеспечена при толщине днища 6 мм.

Условие правомерности применения расчетных формул (33)

$$0,001 \leq \frac{4 \cdot 0,259}{3400} \leq 0,050$$

выполняется.

1.5.4. Расчет пологих конических днищ с укрепляющим кольцом

Конструкция пологого конического днища с укрепляющим кольцом показана на рис. 1.6 б. Расчетные формулы применимы для действия внутреннего избыточного давления при условии $\alpha_1 > 70^\circ$.

Расчетную толщину стенки конического днища определяют по формуле (34).

Расчетную площадь поперечного сечения укрепляющего кольца вычисляют по формуле

$$A_{кр} = \frac{pD^2 \operatorname{tg} \alpha_1}{8[\sigma]_к \varphi_a} \left(1 - \frac{\beta_A + 0,25}{\beta + 0,25} \right), \quad (52)$$

где $[\sigma]_к$ – допускаемое напряжение для кольца жесткости при расчетной температуре, МПа, φ_a – коэффициент прочности сварного шва укрепляющего кольца; β_A и β – коэффициенты, определяемые соответственно по формулам (53, 54)).

$$\beta_A = \left(\frac{2[\sigma]\varphi}{p} - 1 \right) \frac{s_2 - c}{D}, \quad (53)$$

где s_2 – исполнительная толщина цилиндрической обечайки, сопрягаемой с коническим днищем.

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \operatorname{tg} \alpha_1 - 0,25. \quad (54)$$

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

Допускаемое внутреннее избыточное давление для конического днища определяют по формуле (35). Допускаемое внутреннее избыточное давление для укрепляющего кольца

$$[p]_к = \frac{2[\sigma]\varphi(s_2 - c)}{D\beta_2 + (s_2 - c)}, \quad (55)$$

где β – коэффициент формы для переходной части, вычисляемый по уравнению (56).

$$\beta_2 = \max \left\{ 0,5; \frac{0,4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \operatorname{tg} \alpha_1 - 0,25}{B_2 + 1} \right\} \quad (56)$$

Коэффициент B_2 находят по формуле

$$B_2 = \frac{1,6A_к}{(s_2 - c)\sqrt{D(s_2 - c)}} \cdot \frac{[\sigma]_к \varphi_a}{[\sigma]_2 \varphi} \quad (57)$$

где $[\sigma]_к$ – допускаемое напряжение для кольца жесткости, МПа; $[\sigma]_2$ – допускаемое напряжение для обечайки, сопрягаемой с коническим днищем, МПа.

Пример 10

Определить толщину стенки пологого конического днища вертикального броидильного аппарата, изготовленного из стали 12ХМ. Диаметр аппарата 4000 мм, высота цилиндрической части 6000 мм, угол конуса днища 140° , высота днища 582 мм. Сварные швы двусторонние с полным проплавлением, с контролем в объеме 50%. Плотность сбраживаемого сусла 1074 кг/м^3 . Давление в аппарате атмосферное, максимально допустимая температура сбраживания сусла 30°C . Определить необходимость установки укрепляющего кольца. Срок службы аппарата 20 лет.

Решение

Аппарат работает при атмосферном давлении под наливом. Определяем гидростатическое давление, действующее на днище, по формуле (9):

$$p_z = 9,81 \cdot 1074 \cdot 6,582 = 69350 \text{ Па или } 0,07 \text{ МПа.}$$

Расчетную толщину стенки конического днища определим по формуле (34):

$$s_p = \frac{0,07 \cdot 4}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 - 0,07} \cdot \frac{1}{0,342} = 0,0031 \text{ м или } 3,1 \text{ мм.}$$

Расчетную толщину стенки цилиндрической обечайки, сопрягаемой с коническим днищем, определим по формуле (6):

$$s_{2p} = \frac{0,07 \cdot 4}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 - 0,07} = 0,0011 \text{ м или } 1,1 \text{ мм.}$$

Толщину стенки цилиндрической обечайки с учетом прибавки на коррозию примем равной $s_2 = 1,1 + 0,1 \cdot 20 = 3,1 \text{ мм}$.

Определим коэффициенты β_A и β по формулам (53, 54):

$$\beta_A = \left(\frac{2 \cdot 147 \cdot 0,9}{0,07} - 1 \right) \cdot \frac{0,0031 - 0,002}{4} = 1,04;$$

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{4}{0,0031 - 0,002}} \cdot 0,342 - 0,25 = 8,0.$$

Полагаем, что укрепляющее кольцо приваривается угловым двусторонним швом с неполным проплавлением таврового соединения $\phi_a = 0,65$. Рассчитаем площадь поперечного сечения укрепляющего кольца по формуле (52):

$$A_{kp} = \frac{0,07 \cdot 4^2 \cdot 0,342}{8 \cdot 147 \cdot 0,65} \cdot \left(1 - \frac{1,04 + 0,25}{8,0 + 0,25} \right) = 0,00042 \text{ м}^2.$$

Так как $A_{kp} > 0$, требуется установить укрепляющее кольцо.

Исполнительная толщина конического днища с учетом прибавки на коррозию составит $s = 3,1 + 2 = 5,1 \text{ мм}$. Примем исполнительную толщину стенки днища в соответствии с сортаментом 6 мм и произведем проверочный расчет.

Допускаемое внутреннее избыточное давление для конического днища определяем по формуле (35):

$$[p] = \frac{2 \cdot 147 \cdot 0,9 \cdot (0,006 - 0,002)}{\frac{4}{0,342} + (0,006 - 0,002)} = 0,09 \text{ МПа.}$$

Находим коэффициенты B_2 и β_2 по формулам (57) и (56) соответственно:

$$B_2 = \frac{1,6 \cdot 0,0042}{(0,006 - 0,002) \sqrt{4 \cdot (0,006 - 0,002)}} \cdot \frac{147 \cdot 0,65}{147 \cdot 0,9} = 9,59;$$

$$\beta_2 = \max \left\{ 0,5; \frac{0,4 \sqrt{\frac{4}{0,006 - 0,002}} \cdot 2,748 - 0,25}{9,59 + 1} \right\} = \max \{0,5; 3,25\} = 3,25.$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление для укрепляющего кольца находим по формуле (55):

$$[p]_к = \frac{2 \cdot 147 \cdot 0,9 \cdot (0,006 - 0,002)}{4 \cdot 3,25 + (0,006 - 0,002)} = 0,081 \text{ МПа.}$$

Так как $[p]$ и $[p]_к$ больше избыточного давления в аппарате, условие прочности выполняется.

1.5.5. Расчет пологих конических днищ без тороидального перехода и без укрепляющего кольца

Конструкция пологого конического днища без тороидального перехода и без укрепляющего кольца показана на рис. 1.6 в. Расчетные формулы применимы для действия внутреннего избыточного давления при условии $\alpha_1 > 70^\circ$.

Исполнительную толщину стенки конического днища определяют по условию

$$s = \min \{ \max(s_k; s_1); s_p + c \}. \quad (58)$$

Расчетную толщину стенки конического днища s_p определяют по формуле (42) при $r=0$. Толщину стенки конического днища s_k при равенстве диаметров цилиндрической обечайки и сопрягаемого с ней пологого конического днища определяют по п. 1.5.1.

Толщину переходной части s_1 определяют по формуле

$$s_1 \geq s'_p + c, \quad (59)$$

где s'_p – расчетная толщина стенки конического днища, определяемая по формуле (56).

$$s'_p = \frac{pD\beta_1}{2[\sigma]\phi - p}, \quad (56)$$

где β_1 – коэффициент формы, определяемый по формуле (57); $\cos\alpha_2=1$ в случае соединения цилиндрической обечайки и конического днища.

$$\beta_1 = \max\{0,5;\beta\}, \quad (57)$$

где β определяется по уравнению (58).

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \cdot \frac{tg\alpha_1}{1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{s' - c}{s_2 - c} \right)^2}{2 \cos\alpha_1} \cdot \chi \left(\frac{s' - c}{s_2 - c} \right)}} - 0,25 \quad (58)$$

где χ – отношение допускаемых напряжений материала конического днища и сопрягаемой с ним цилиндрической обечайки (при изготовлении обечайки и днища из одного материала $\chi=1$); s' и s_2 – толщина днища и сопрягаемой с ним обечайки соответственно.

Допускаемое внутреннее давление на днище определяют из условия (48).

Пример 11

Определить толщину стенки пологого конического днища без торoidalного перехода и без укрепляющего кольца в условиях примера 10.

Решение

Расчетную толщину стенки конического днища s_p определяют по формуле (42). При $r=0$ формула принимает вид:

$$s_p = 0,3D \frac{\alpha_1}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_{\phi}}} = 0,3 \cdot 4 \cdot \frac{70}{90} \cdot \sqrt{\frac{0,07}{174 \cdot 0,9}} = 0,030 \text{ м или } 30 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина стенки конического днища для данной задачи была определена в примере 10 и составила 3,1 мм. Толщина стенки конического днища с учетом прибавки на коррозию составит

$$s_k = 3,1 + 2 = 5,1 \text{ мм.}$$

Определяем коэффициент β по уравнению (58). Поскольку обечайка и днище аппарата выполнены из одного и того же материала, $\chi=1$. Толщина стенки цилиндрической обечайки s_2 также вычислена в примере 10 и составляет 3,1 мм. Тогда по формуле (58):

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{4}{0,0031 - 0,002}} \cdot \frac{2,747}{1 + \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{0,03 - 0,002}{0,0031 - 0,002} \right)^2}{2 \cdot 0,342} \cdot \left(\frac{0,03 - 0,002}{0,0031 - 0,002} \right)}} - 0,25 = 38,34$$

По условию (57) $\beta_1 = \max\{0,5;38,34\} = 38,34$.

По формуле (56):

$$s'_p = \frac{0,07 \cdot 4 \cdot 38,34}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 - 0,07} = 0,040 \text{ м или } 40 \text{ мм.}$$

Отсюда толщина переходной части по условию (59):

$$s_1 = 40 + 2 = 42 \text{ мм.}$$

Исполнительную толщину стенки конического днища определим по условию (58):

$$s = \min \{ \max(5, 42); 30 + 2 \} = 32 \text{ мм.}$$

Для проверки допускаемого внутреннего давления на днище определим $[p]_1$, $[p]_2$ и $[p]_3$ по формулам (49-51):

$$[p]_1 = 0,9 \cdot 147 \cdot \left[\frac{(0,032 - 0,002) \cdot 90}{0,3 \cdot 4} \cdot \frac{90}{70} \right]^2 = 0,137 \text{ МПа;}$$

$$[p]_2 = \frac{2 \cdot 147 \cdot 0,9 \cdot (0,032 - 0,002)}{\frac{4}{0,342} + (0,032 - 0,002)} = 0,68 \text{ МПа;}$$

$$[p]_3 = \frac{2 \cdot 147 \cdot 0,9 \cdot (0,032 - 0,002)}{4 \cdot 38,34 + (0,032 - 0,002)} = 0,052 \text{ МПа.}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление на днище по условию (48):

$$[p] = \max \{ 0,137; \min \{ 0,68; 0,052 \} \} = 0,137 \text{ МПа.}$$

Таким образом, прочность будет обеспечена при толщине днища 32 мм.

1.6. Контрольные задачи

1.6.1. Определить толщину стенки сварной цилиндрической обечайки, работающей при избыточном внутреннем давлении и дополнительных условиях, приведенных в таблице 1.6. Произвести проверочные расчеты.

Таблица 1.6

Расчетные параметры к задаче 1.6.1

Условия	Вариант 1	Вариант 2
Материал обечайки	Сталь Ст3	Медь М2
Избыточное давление в аппарате, МПа	0,2	0,02
Внутренний диаметр обечайки, мм	2000	4200
Рабочая температура среды, °С	105	105
Вид сварного шва	Стыковой двусторонний с полным проплавлением	Стыковой двусторонний с полным проплавлением, выполняемый ручной дуговой сваркой
Контроль сварного шва	100%	100%
Амортизационный срок службы	12 лет	15 лет
Коррозионная проницаемость среды, мм в год	0,2	0,15

1.6.2. Определить толщину стенки вспомогательной емкости диаметром 4500 мм и высотой 10 м, предназначенной для хранения жидкости плотностью 1015 кг/м^3 . Емкость изготовлена из стали 20, сварные швы односторонние, выполняемые вручную с контролем в объеме 100%. Давление в емкости атмосферное, температура среды 20°C . Срок службы аппарата 20 лет.

1.6.3. Определить толщину стенки барометрического конденсатора, работающего в условиях остаточного давления $8 \cdot 10^4 \text{ Па}$ и температуры 15°C . Диаметр аппарата 1800 мм, высота обечайки 3000 мм. Угол конуса днища 90° . В нижней части конического днища расположена труба для отвода барометрической воды внутренним диаметром 125 мм. Конденсатор изготовлен из стали 20, срок службы аппарата 10 лет.

1.6.4. Определить толщину стенки цельносварного эллиптического днища диаметром 1000 мм, изготовленного из алюминиевого листа марки А8М. Сварные швы стыковые с двусторонним сплошным проплавлением. Днище нагружено внутренним избыточным давлением 0,2 МПа, в аппарате находится жидкость плотностью 1022 кг/м^3 при температуре 80°C . Высота столба жидкости 2 м. Срок службы аппарата 15 лет.

1.6.5. Определить толщину стенки конического днища цилиндрикониического бродильного аппарата, изготовленного из стали 12Х18Н10Т. Днище отбортованное, угол конуса днища 60° . Внутренний диаметр обечайки аппарата 3000 мм, высота аппарата 15,9 м. Максимальное избыточное давление в аппарате 0,17 МПа. Плотность сбраживаемого пивного сусла 1018 кг/м^3 . Сварные швы двусторонние с полным проплавлением, выполнены автоматической сваркой с контролем в объеме 100%. Срок службы аппарата 20 лет.

1.6.6. Определить толщину стенки внутреннего полусферического днища сироповарочного аппарата диаметром 1800 мм. Аппарат изготовлен из стали Х18Н9Г, сварные швы двусторонние с полным проплавлением и контролем качества 100%. В аппарате готовится сахарный сироп концентрации 65%. Аппарат обогревается паром избыточного давления 0,3 МПа. Срок службы аппарата 15 лет. Рабочая емкость аппарата 2 м^3 .

1.6.7. В условиях задачи 1.6.6 определить толщину стенки наружного полусферического днища сироповарочного аппарата диаметром 1900 мм.

1.6.8. Определить толщину стенки конического днища аппарата главного брожения, изготовленного из стали Х18Н9Т. Диаметр аппарата 2200 мм, высота 5,5 м, угол конуса днища 60° . Плотность сбраживаемого пивного сусла 1020 кг/м^3 . Сварные швы двусторонние с полным проплавлением, контролируются в объеме 100%. Срок службы аппарата 15 лет.

1.6.9. В условиях задачи 8 определить толщину днища, если на нем имеется охлаждающая рубашка. Давление хладагента в рубашке 2,5 МПа. Длина рубашки 800 мм.

1.6.10. В условиях задачи 1.6.9 определить толщину стенки конической рубашки.

1.6.11. Бродильный чан спиртового производства имеет диаметр 3600 мм и высоту 5 м. Чан изготовлен из стали X18H9T и оснащен пологим коническим днищем с углом при вершине 140° . В чане сбраживается сусло плотностью 1076 кг/м. Давление в аппарате атмосферное. Максимальная температура брожения 30°C . Срок службы аппарата 15 лет. Произвести расчет толщины стенки пологого конического днища для трех разных вариантов конструкции и выбрать наименее металлоемкий вариант.

2. РАСЧЕТ АППАРАТОВ С РУБАШКАМИ

Рубашки, применяемые для обогрева или охлаждения аппаратов, бывают неразъемные, приваренные к корпусу аппарата, и отъемные. Более простыми и надежными в работе являются неразъемные рубашки. Отъемные рубашки применяют в тех случаях, когда требуется периодическая чистка корпуса, закрытого рубашкой. Конструкции стандартных неразъемных рубашек приведены на рис. 2.1. Цельносварные рубашки с эллиптическими и коническими днищами могут применяться при давлении менее 0,6 МПа и температуре ниже 350°C; при более высоких давлениях применяют рубашки из полутруб или рубашки с вмятинами. При температуре стенки аппарата менее 100°C допускается приваривать рубашку из углеродистой или низколегированной стали к корпусу из аустенитной стали.

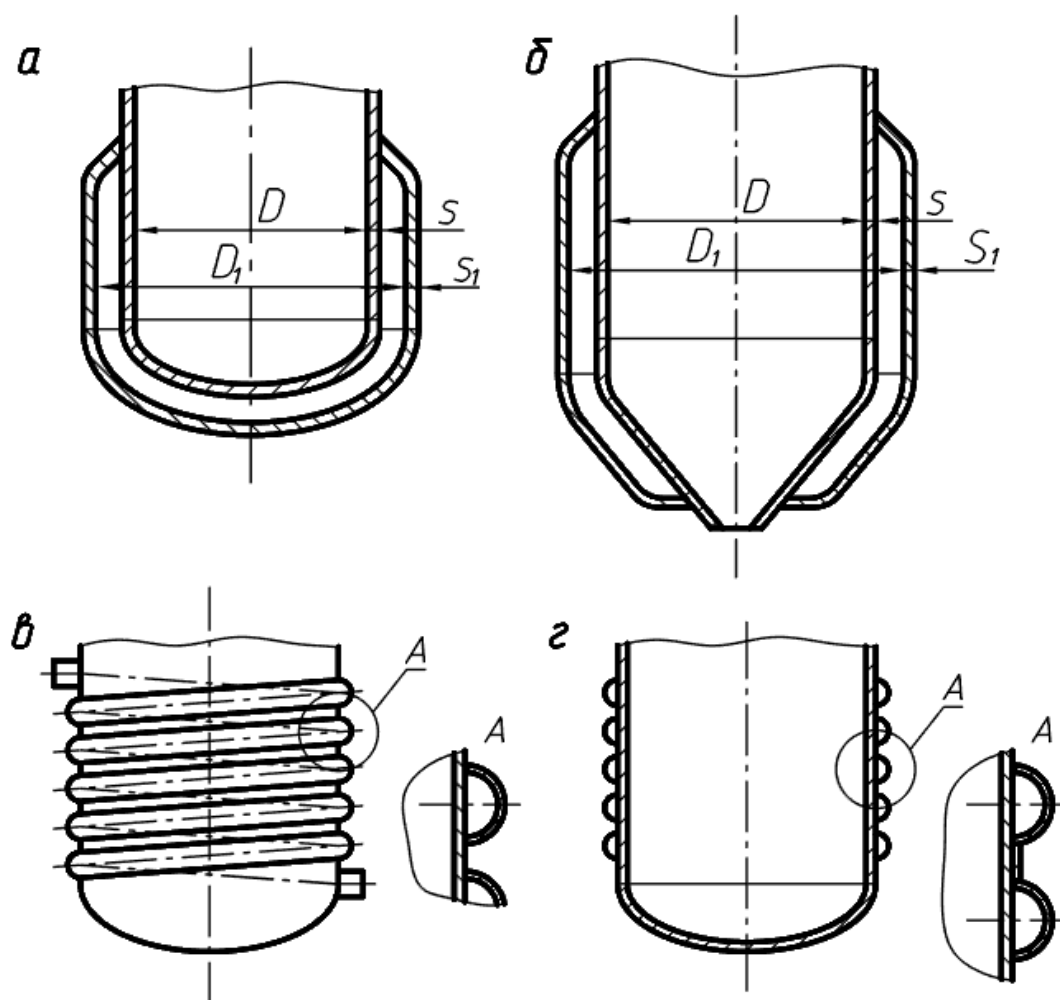


Рис. 2.1. Конструкции стандартных неразъемных рубашек: а – U-образная с эллиптическим днищем; б – цилиндрическая с коническим днищем; в – змеевиковая; г – рубашка с вмятинами

2.1. Расчет аппаратов с U-образной рубашкой

Формулы применимы, если в рубашке действует избыточное давление. Формулы применимы при соотношениях:

$$D_1/D \leq 1,2; \quad 0,001 \leq \frac{s}{D} \leq 0,5 \left(\frac{D_1}{D} - 1 \right); \quad s_1/s \leq 1,2 \quad (59-61)$$

Диаметр окружности сопряжения рубашки с дном сосуда должен удовлетворять условию $d_1 \leq 0,4D_1$ (рис. 2.2).

Расчет цилиндрической обечайки сосуда на наружное давление проводят по п. 1.2.3. Расчетную длину рубашки L следует определять в соответствии с рис. 2.3. Расчет толщины стенки рубашки ведут по п. 1.2.1.

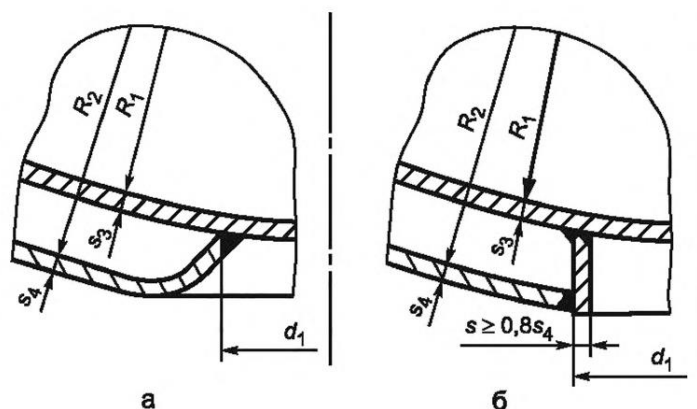


Рис. 2.2. Сопряжение рубашки с дном: а – коническое; б – кольцевое

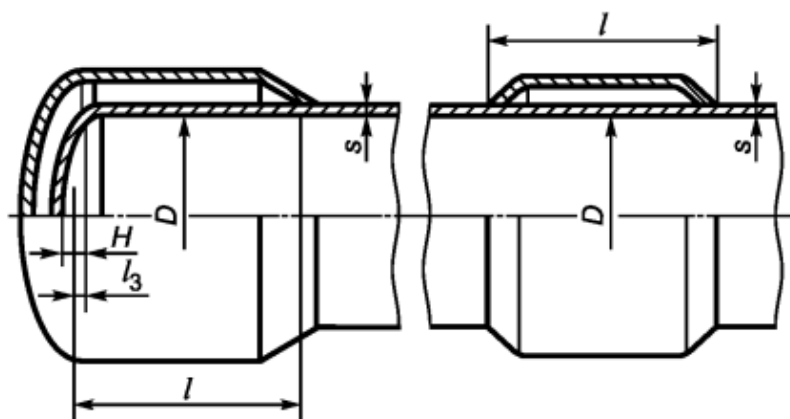


Рис. 2.3. Определение расчетной длины рубашки

Расчет дна сосуда проводят по п. 1.3. При расчете дна рубашки отверстие диаметром d_1 (рис. 2.2) не учитывают. Кроме того, проводят расчет на прочность сопряжения рубашки с корпусом.

2.1.1. Сопряжение рубашки с корпусом при помощи конуса

Конструкции соединений при помощи конуса изображены на рис. 2.4. Формулы для соединений с помощью конуса применимы для углов $\alpha=30^\circ$ и $\alpha=45^\circ$ и радиуса отбортовки r_0 .

$$r_0 \leq \frac{e_0 - 0,5s_1}{1 - \cos \alpha}, \quad (62)$$

где e_0 – расстояние от середины стенки рубашки до наружной стороны стенки сосуда, мм.

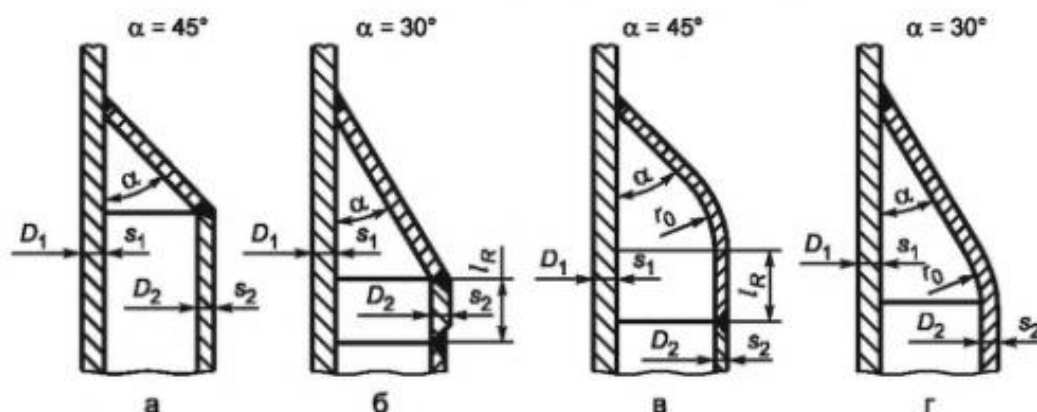


Рис.2.4. Сопряжение рубашки с корпусом при помощи конуса

Диаметр окружности сопряжения рубашки с дном сосуда должен удовлетворять условию

$$d_1 \leq 0,4D_1 \quad (63)$$

Для расчета узла сопряжения рубашки с корпусом сосуда с помощью конуса вычисляют вспомогательные величины по следующим формулам:

а) коэффициент осевого усилия

$$A = \frac{DD_1 - d_1^2}{D_1^2}; \quad (64)$$

б) коэффициент, учитывающий расстояние между корпусом и рубашкой

$$\varepsilon = \frac{e_0}{\sqrt{D_1(s_1 - c)}}; \quad (65)$$

в) коэффициент радиуса конической отбортовки

$\rho = 0$ для конусов, приведенных на рис. 2.4 а, б;

$$\rho = \frac{r_0 + 0,5s_1}{\sqrt{D_1(s_1 - c)}}; \quad (66)$$

для конусов, приведенных на рис. 2.4 в, г.

г) коэффициент длины сопряжения

$$\lambda = 2\varepsilon + 0,25\rho \text{ для } \alpha = 30^\circ; \quad (67)$$

$$\lambda = \varepsilon\sqrt{2} + 0,45\rho \text{ для } \alpha = 45^\circ; \quad (68)$$

д) коэффициент отношения прочности корпуса сосуда и рубашки

$$\chi = 1,25 \frac{[\sigma](s-c)\sqrt{D(s-c)}}{[\sigma]_H + (s_1-c)\sqrt{D_1-c}} \left[\sqrt{1 - \frac{pD}{2[\sigma](s-c)}} + \sqrt{1 - \frac{(p-p_1)D}{2[\sigma](s-c)}} \right]; \quad (69)$$

Если в сосуде вакуум, то в формулу (69) подставляют $p=0$.

е) расчетный коэффициент прочности сварного шва сосуда

$$\varphi_p = \varphi_T \frac{\min([\sigma]; [\sigma]_H)}{[\sigma]_H}, \quad (70)$$

где φ_T – коэффициент прочности кольцевого сварного шва сосуда;

ж) расчетный коэффициент прочности сварного шва рубашки

– для конусов, приведенных на рис. 2.4 в, г

$$\varphi_{p1} = \varphi_{T1}; \quad (71)$$

– для конусов, приведенных на рис. 2.4 а, б

$$\varphi_{p1} = \varphi_{T1}, \quad \text{если} \quad l_R \leq 0,5\sqrt{D_1(s_1-c)}; \quad (72)$$

$$\varphi_{p1} = 1, \quad \text{если} \quad l_R > 0,5\sqrt{D_1(s_1-c)}. \quad (73)$$

где φ_{T1} – коэффициент прочности сварного кольцевого шва рубашки.

Относительную эффективную несущую длину конуса определяют по условию

$$\mu = \min \left\{ \frac{\varepsilon}{\sin \alpha}; \sqrt{\frac{\varphi_p + \varphi_{p1}}{4 \cos \alpha}} \right\}. \quad (74)$$

Допускаемое избыточное давление в рубашке определяют по уравнению

$$[p]_H = \frac{2[\sigma]_H(s_1-c)\varphi_{H1}}{D_1 + (s_1-c)} \cdot \frac{B}{A}, \quad (75)$$

где φ_{H1} – коэффициент прочности продольного сварного шва рубашки, B – коэффициент сопряжения с помощью конуса, вычисляемый по формуле (75).

$$B = 2 \sqrt{\frac{(s_1-c)}{D_1}} \cdot \min \{X_1; X_2; X_3\}, \quad (76)$$

где X_1, X_2, X_3 – коэффициенты, определяемые по формулам (76-78).

$$X_1 = \frac{\cos \alpha}{\varepsilon} \left(\frac{\varphi_p + \varphi_{p1}}{4 \cos \alpha} + \lambda f_1 \right); \quad X_2 = f_2 \sqrt{1 + \varphi_{p1}}; \quad (77-78)$$

$$X_3 = \chi f_3 + \left(\frac{\varphi_p + \varphi_{p1}}{4 \mu \cos \alpha} + \mu \right) f_4. \quad (79)$$

Коэффициенты f_1, f_2, f_3 , и f_4 определяют в зависимости от вспомогательных параметров.

Коэффициент f_1 :

$$- \text{ для } \lambda > \frac{|\chi - 1|}{2} \quad f_1 = \frac{1}{2} \left[1 + \lambda + \chi - \frac{(\chi - 1)^2}{4\lambda} \right]; \quad (80)$$

$$- \text{ для } \lambda \leq \frac{|\chi - 1|}{2} \quad f_1 = \lambda + \min(1; \chi). \quad (81)$$

Коэффициент f_2 :

$$- \text{ для } \alpha = 30^\circ \quad f_2 = 1,22(1 + 0,51\rho + 2\varepsilon z); \quad (82)$$

$$- \text{ для } \alpha = 45^\circ \quad f_2 = 0,71 + 0,52\rho + \varepsilon z, \quad (83)$$

$$\text{где } z = 2(\varepsilon_0/\varepsilon) \quad \text{при } \varepsilon \geq \varepsilon_0; \quad (84)$$

$$z = 1 + (\varepsilon_0/\varepsilon)^2 \quad \text{при } \varepsilon < \varepsilon_0; \quad (85)$$

$$\varepsilon_0 = 0,38\sqrt{1 + 0,54\rho + 0,15\rho^2} \quad \text{при } \alpha = 30^\circ; \quad (86)$$

$$\varepsilon_0 = 0,60\sqrt{1 + 0,83\rho + 0,37\rho^2} \quad \text{при } \alpha = 45^\circ. \quad (87)$$

Коэффициент f_3 :

$$- \text{ для } \alpha = 30^\circ \quad f_3 = \sqrt{3} + \frac{1,34\rho^3 \left(\frac{0,2}{\varepsilon} \right)^4}{24\varepsilon + \rho^2 \max \left\{ 0; \left(\frac{0,5}{\varepsilon\sqrt{3}} \right)^3 - 1 \right\}}; \quad (88)$$

$$- \text{ для } \alpha = 45^\circ \quad f_3 = 1 + \frac{12\rho^3 \left(\frac{0,2}{\varepsilon} \right)^4}{12\varepsilon + \rho^2 \max \left\{ 0; \left(\frac{0,5}{\varepsilon} \right)^3 - 1 \right\}}. \quad (89)$$

Коэффициент f_4 :

$$- \text{ для } \alpha = 30^\circ \quad f_4 = \sqrt{3} \max \left\{ 1; \min \left\{ 1; 0,8 + \frac{4,56}{100\varepsilon} \right\} + \frac{\rho}{3} \min \left\{ 1; \frac{4/3}{1 + \varepsilon\sqrt{3} \cdot [1 + \varepsilon\sqrt{3} \cdot (1 + 9,5\varepsilon)]} \right\} \right\}; \quad (90)$$

$$- \text{ для } \alpha = 45^\circ \quad f_4 = \max \left\{ 1; \min \left\{ 1; 0,8 + \frac{6,0}{100\varepsilon} \right\} + \frac{\rho}{2} \min \left\{ 1; \frac{4/3}{1 + \varepsilon \cdot [1 + \varepsilon \cdot (1 + 5,5\varepsilon)]} \right\} \right\}. \quad (91)$$

Расчетную толщину стенки конуса определяют по уравнению

$$s'_1 = \frac{p_1 D_1}{2[\sigma]_{\text{н}} \varphi_{\text{н}} \frac{B}{A} - p_1}, \quad (92)$$

исполнительную толщину стенки конуса принимают с учетом прибавки на коррозию по условию (4). При этом толщина стенки конуса должна быть не менее толщины стенки сопряженной цилиндрической рубашки. Если

необходимо увеличить толщину стенки конуса, то следует одновременно увеличить и толщину стенки сопряженной цилиндрической обечайки.

Пример 12

Произвести расчет прочности элементов цельносварной рубашки аппарата, рассмотренного в примере 3. Рубашка соединена с корпусом по варианту, изображенному на рис. 2.4 г. Внутренний диаметр рубашки 1600 мм. Радиус сопряжения (r_0) 50 мм, диаметр отверстия в днище рубашки (d_1) 100 мм. Рубашка и аппарат выполнены из стали 12X18H10T. В аппарате находится жидкость плотностью 1120 кг/м³, давление в аппарате атмосферное. Высота обечайки аппарата 2200 мм.

Решение

Толщина стенки аппарата определена расчетом в примере 3 и составляет 10 мм. Определим толщину стенки рубашки в соответствии с п. 1.2.1. Расчетная толщина стенки рубашки по формуле (6) будет равна:

$$s_p = \frac{0,25 \cdot 1,6}{2 \cdot 168 \cdot 1 - 0,25} = 0,00119 \text{ м или } 1,19 \text{ мм},$$

где 168 – допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при 150°C, МПа (см. Приложение А).

Прибавка на коррозию по формуле (7) составит 1 мм.

Рабочая толщина стенки рубашки должна быть больше, чем 1,19+1=2,19 мм. Округляем полученное значение по сортаменту в сторону увеличения и получаем: $s=4$ мм. При этом значении толщины стенки проводим проверочный расчет (формулы (2) и (8)).

$$\frac{4 - 1,5}{2000} = 0,00125 \leq 0,1,$$

то есть условие правомерности применения расчетных формул (2) выполняется.

$$[p] = \frac{2 \cdot 168 \cdot 1 \cdot (0,004 - 0,001)}{1,6 + (0,004 - 0,001)} = 0,63 \text{ МПа},$$

то есть допустимое избыточное давление выше, чем расчетное.

Принимаем толщину стенки рубашки 4 мм.

Далее рассчитываем узел сопряжения рубашки с корпусом.

Коэффициент осевого усилия определяем по формуле (64):

$$A = \frac{1,5 \cdot 1,6 - 0,1^2}{1,6^2} = 0,93.$$

Для определения коэффициента, учитывающего расстояние между корпусом и рубашкой вычислим расстояние от середины стенки рубашки до наружной стороны стенки сосуда e_0 . В соответствии с рис. 2.5

$$e_0 = \frac{1600 - (1500 + 2 \cdot 10)}{2} + \frac{4}{2} = 42 \text{ мм}.$$

Тогда по формуле (65) имеем:

$$\varepsilon = \frac{0,042}{\sqrt{1,6(0,004 - 0,001)}} = 0,61.$$

Коэффициент радиуса конической отбортовки находим по формуле (66):

$$\rho = \frac{0,05 + 0,5 \cdot 0,004}{\sqrt{1,6(0,004 - 0,001)}} = 0,75.$$

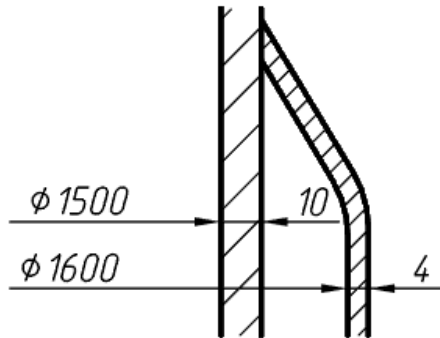


Рис.2.5. Схема рассчитываемого узла для определения величины e_0

Коэффициент длины сопряжения по формуле (67):

$$\lambda = 2 \cdot 0,61 + 0,25 \cdot 0,75 = 1,41.$$

Для определения коэффициента отношения прочности корпуса и рубашки рассчитаем гидростатическое давление в аппарате по формуле (9):

$$p_c = 9,81 \cdot 1120 \cdot 2,2 = 24172 \text{ Па или } 0,024 \text{ МПа.}$$

Коэффициент отношения прочности корпуса и рубашки определяем по формуле (69). Так как рубашка и корпус аппарата выполнены из одного и того же материала, формула (69) приобретает вид:

$$\begin{aligned} \chi &= 1,25 \frac{(s - c) \sqrt{D(s - c)}}{(s_1 - c) \sqrt{D_1 - c}} \left[\sqrt{1 - \frac{pD}{2[\sigma](s - c)}} + \sqrt{1 - \frac{(p - p_1)D}{2[\sigma](s - c)}} \right]; \\ \chi &= 1,25 \frac{(0,01 - 0,001) \sqrt{1,5 \cdot (0,01 - 0,001)}}{(0,004 - 0,001) \sqrt{1,6 \cdot (0,004 - 0,001)}} \times \\ &\times \left[\sqrt{1 - \frac{0,024 \cdot 1,5}{2 \cdot 168 \cdot (0,01 - 0,001)}} + \sqrt{1 - \frac{(0,024 - 0,25) \cdot 1,5}{2 \cdot 168 \cdot (0,01 - 0,001)}} \right] = 12,87. \end{aligned}$$

Расчетные коэффициенты прочности сварных швов сосуда примем по условию примера 3: $\varphi_p = \varphi_T = 1$. Расчетный коэффициент прочности сварного рубашки по (71) равен $\varphi_{p1} = \varphi_{T1} = 1$.

Относительная несущая длина конуса по формуле (74) составит

$$\mu = \min \left\{ \frac{0,61}{0,5}; \sqrt{\frac{1 + 1}{4 \cdot 0,866}} \right\} = \min \{1,2; 0,76\} = 0,76.$$

Определим необходимые величины для расчета коэффициента сопряжения с помощью конуса:

Коэффициент f_1 .

Так как $1,41 \leq \frac{|12,87 - 1|}{2}$, применяем формулу (81):

$$f_1 = 1,41 + \min(1; 12,87) = 1,41 + 1 = 2,41.$$

Коэффициент f_2 для $\alpha = 30^\circ$ необходимо определить по формуле (82). Для этого вначале определяем ε_0 по формуле (86):

$$\varepsilon_0 = 0,38\sqrt{1 + 0,54 \cdot 0,75 + 0,15 \cdot 0,75^2} = 0,46.$$

Так как $\varepsilon \geq \varepsilon_0$, определяем z по формуле (84):

$$z = 2 \cdot (0,46/0,61) = 1,5.$$

Тогда

$$f_2 = 1,22 \cdot (1 + 0,51 \cdot 0,75 + 2 \cdot 0,61 \cdot 12,87) = 20,84.$$

Коэффициент f_3 определяем по формуле (88).

$$f_3 = \sqrt{3} + \frac{1,34 \cdot 0,75^3 \left(\frac{0,2}{0,61} \right)^4}{24 \cdot 0,61 + 0,75^2 \cdot \max \left\{ 0; \left(\frac{0,5}{0,61\sqrt{3}} \right)^3 - 1 \right\}} = 1,73.$$

Коэффициент f_4 определяем по формуле (90).

$$f_4 = \sqrt{3} \max \left\{ 1; \min \left\{ 1; 0,8 + \frac{4,56}{100 \cdot 0,6} \right\} + \frac{0,75}{3} \min \left\{ 1; \frac{4/3}{1 + 0,61\sqrt{3} \cdot [1 + 0,61\sqrt{3} \cdot (1 + 9,5 \cdot 0,61)]} \right\} \right\} \\ = \sqrt{3} \max \left\{ 1; \min \{ 1; 0,88 \} + \frac{0,75}{3} \min \{ 1; 0,13 \} \right\} = \sqrt{3} \max \{ 1; 0,91 \} = 1,73.$$

Далее определяем вспомогательные величины X_1 , X_2 , X_3 по формулам (77–79):

$$X_1 = \frac{0,866}{0,61} \left(\frac{1+1}{4 \cdot 0,866} + 1,41 \cdot 2,41 \right) = 6,24;$$

$$X_2 = 20,84\sqrt{1+1} = 29,38;$$

$$X_3 = 12,87 \cdot 1,73 + \left(\frac{1+1}{4 \cdot 0,76 \cdot 0,866} + 0,76 \right) 1,73 = 24,58.$$

Коэффициент сопряжения с помощью конуса вычислим по формуле (76):

$$B = 2 \sqrt{\frac{(0,004 - 0,001)}{1,6}} \cdot \min \{ 6,24; 29,38; 24,58 \} = 0,54.$$

Допускаемое избыточное давление в рубашке по формуле (75):

$$[p]_1 = \frac{2 \cdot 168 \cdot (0,004 - 0,001) \cdot 1}{1,6 + (0,004 - 0,001)} \cdot \frac{0,54}{0,93} = 0,37 \text{ МПа.}$$

Так как $[p]_1 \geq p$, прочность узла сопряжения рубашки с аппаратом обеспечена.

Проведем проверку правомерности применения расчетных формул по условиям (59-63).

$$\frac{1600}{1500} \leq 1,2; \quad 0,001 \leq \frac{10}{1500} \leq 0,5 \left(\frac{1600}{1500} - 1 \right); \quad \frac{4}{10} \leq 1,2;$$

$$50 \leq \frac{42 - 0,5 \cdot 4}{1 - 0,866}; \quad 100 \leq 0,4 \cdot 1600.$$

Все условия выполнены.

Определяем толщину стенки конуса по формуле (92):

$$s'_1 = \frac{0,25 \cdot 1,6}{2 \cdot 168 \cdot \frac{0,54}{0,93} - 0,25} = 0,002 \text{ м.}$$

С учетом прибавки на коррозию: $s'_1 = 2 + 0,1 \cdot 10 = 3$ мм. Принимаем толщину стенки конуса 4 мм. Так как толщина стенки конуса равна толщине стенки рубашки, условие прочности выполняется.

2.1.2. Сопряжение рубашки с корпусом при помощи кольца

Конструкции соединений при помощи кольца изображены на рис. 2.6. Формулы для соединений с помощью кольца применимы при толщине кольца

$$h_0 > 1,5s_1 \text{ для U-образной рубашки,} \quad (93)$$

$$0,5\sqrt{Ds} > h_0 \geq s_1 \text{ для цилиндрической рубашки.} \quad (94)$$

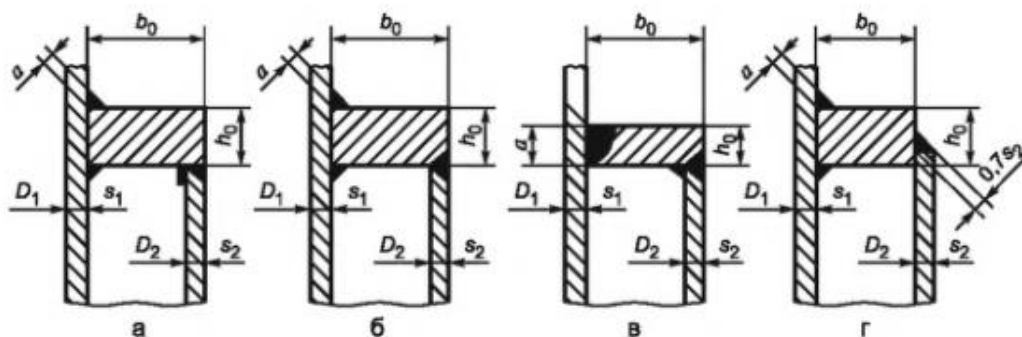


Рис. 2.6. Сопряжение рубашки с корпусом при помощи кольца

Формулы применимы при условии полностью проваренных сварных швов между кольцом и рубашкой.

Параметры кольца определяют по формулам (95–97).

Относительный размер кольца

$$H = \frac{h_0 - c}{\sqrt{D(s - c)}}, \quad (95)$$

где h_0 – высота кольца, мм.

Относительное давление

$$P = \frac{p_1}{[\sigma]_0 \varphi_{\Pi 0}}, \quad (96)$$

где $[\sigma]_0$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала кольца, МПа, $\varphi_{\Pi 0}$ – коэффициент прочности сварного радиального шва в кольце сопряжения.

Геометрический параметр кольца

$$Q = \frac{D \varphi_{\Pi}}{2 b_0 \varphi_{\Pi 0}} \quad (97)$$

где b_0 – ширина кольца, мм (см. рис. 2.6); φ_{Π} – коэффициент прочности сварного продольного шва сосуда.

Относительный момент нагружения

$$M_0 = \frac{e_0}{b_0} \frac{D_1^2}{2D(s - c)} A, \quad (98)$$

где e_0 – расстояние от середины стенки рубашки до наружной стороны стенки сосуда, мм; A – коэффициент осевого усилия определяем по формуле (64).

Относительный реактивный момент в стенке сосуда

$$M_1 = \frac{[\sigma](s - c)}{2[\sigma]_0 \varphi_{\Pi 0} b_0} \left[2 - \frac{1}{2} \left(\frac{pD}{2[\sigma](s - c)} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{(p - p_2)D}{2[\sigma](s - c)} \right)^2 \right]. \quad (99)$$

Если $p_1 > p > 0$, то в формулу (99) подставляют значение $p = 0$.

Относительный реактивный момент в стенке рубашки

$$M_2 = \frac{[\sigma]_1 (s_1 - c) \varphi_{p1}}{2[\sigma]_0 \varphi_{\Pi 0} b_0} \frac{D_1 (s_1 - c)}{D(s - c)}, \quad (100)$$

где $\varphi_{p1} = \varphi_{T1}$ (φ_{T1} – коэффициент прочности сварного кольцевого шва рубашки) для колец, приведенных на рис. 2.6 а, б, г; $\varphi_{p1} = 0$ для колец, приведенных на рис. 2.6 в.

Относительный реактивный момент в месте сопряжения кольца со стенкой сосуда

$$M_3 = \min \{ QH^2; (1 + 2H)M_1 \}. \quad (101)$$

Допускаемое избыточное давление в рубашке

$$[p]_1 = (H^2 + M_2 + M_3) \frac{[\sigma]_0 \varphi_{\Pi 0}}{M_0} \quad (102)$$

Высоту кольца сопряжения вычисляют по формулам

$$h_{0p} = \sqrt{D(s-c)} \max \left(\sqrt{\frac{PM_0 - M_2}{1+Q}}; \sqrt{PM_0 - M_1 - M_2 + M_1^2 - M_1} \right); \quad (103)$$

$$h_0 \geq h_{0p} + c. \quad (104)$$

При наличии в формуле (103) отрицательного значения под знаком радикала соответствующий член при определении максимума не учитывают. Если в обоих членах значения под знаком радикала отрицательны, то высоту кольца вычисляют по условию (93,94).

Пример 13

Произвести расчет узла сопряжения рубашки с корпусом в условиях примера 12. Рубашка соединена с корпусом при помощи кольца в соответствии с рис. 2.6 б. Кольцо выполнено из того же материала, что и рубашка. Коэффициент прочности сварного радиального шва в кольце сопряжения 0,8.

Решение

Определяем относительное давление по формуле (96):

$$P = \frac{0,25}{168 \cdot 0,8} = 0,002 \text{ МПа.}$$

Для определения относительного момента нагружения необходимо вычислить ширину кольца b_0 . В соответствии с рис. 2.7 имеем:

$$b_0 = \frac{1600 - (1500 + 2 \cdot 10)}{2} + 4 = 44 \text{ мм.}$$

Тогда по формуле (98)

$$M_0 = \frac{0,042}{0,044} \cdot \frac{1,6^2}{2 \cdot 1,5 \cdot (0,01 - 0,001)} \cdot 0,93 = 84,17 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

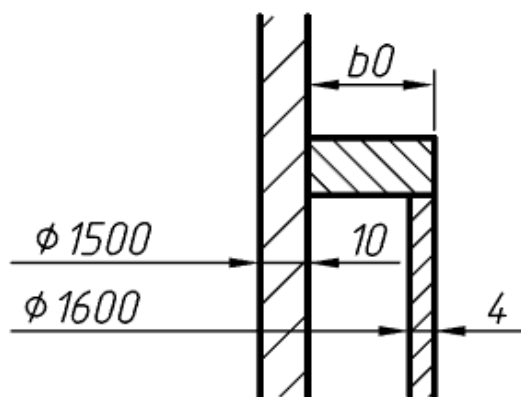


Рис. 2.7. Схема рассчитываемого узла для определения величины b_0

Относительный реактивный момент в стенке сосуда определим по формуле (99). В случае изготовления кольца и рубашки из одинакового материала при условии $p_1 > p > 0$ приобретает вид:

$$M_1 = \frac{(s-c)}{2\varphi_{\Pi 0} b_0} \left[2 - \frac{1}{2} \left(\frac{(0-p_2)D}{2[\sigma](s-c)} \right)^2 \right].$$

Итак,

$$M_1 = \frac{0,01 - 0,001}{2 \cdot 0,8 \cdot 0,044} \left[2 - \frac{1}{2} \left(\frac{-0,25 \cdot 1,5}{2 \cdot 168 \cdot (0,01 - 0,001)} \right)^2 \right] = 0,26 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Аналогично, в условиях примера формула (100) для определения относительного реактивного момента в стенке рубашки будет иметь вид:

$$M_2 = \frac{(s_1 - c)\varphi_{p1}}{2\varphi_{\Pi 0} b_0} \frac{D_1(s_1 - c)}{D(s - c)},$$

так как рубашка также изготовлена из того же материала.

То есть

$$M_2 = \frac{(0,004 - 0,001) \cdot 1}{2 \cdot 0,8 \cdot 0,044} \cdot \frac{1,6 \cdot (0,004 - 0,001)}{1,5 \cdot (0,01 - 0,001)} = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Далее определяем относительный момент нагружения по формуле (97):

$$Q = \frac{1,5 \cdot 1}{2 \cdot 0,044 \cdot 0,8} = 21,3.$$

Расчетная высота кольца сопряжения по формуле (103):

$$h_{0p} = \sqrt{1,5 \cdot (0,01 - 0,001)} \times \\ \times \max \left(\sqrt{\frac{0,002 \cdot 84,17 - 0,15}{1 + 21,3}}; \sqrt{0,002 \cdot 84,17 - 0,26 - 0,15 + 0,26^2} - 0,26 \right).$$

Так как во втором случае под знаком радикала получаем отрицательное значение, это член при определении максимума не учитываем. То есть получаем:

$$h_{0p} = \sqrt{1,5 \cdot (0,01 - 0,001)} \cdot \sqrt{\frac{0,002 \cdot 84,17 - 0,15}{1 + 21,3}} = 0,01 \text{ м или } 10 \text{ мм}.$$

Исполнительная толщина кольца по формуле (104):

$$h_0 \geq 10 + 1 = 11 \text{ мм}.$$

Принимаем исполнительную толщину кольца 12 мм.

На данном этапе можем определить относительный размер кольца по формуле (95):

$$H = \frac{0,012 - 0,001}{\sqrt{1,5 \cdot (0,01 - 0,001)}} = 0,095.$$

Относительный реактивный момент в месте сопряжения кольца со стенкой сосуда по формуле (101):

$$M_3 = \min \{ 21,3 \cdot 0,095^2; (1 + 2 \cdot 0,095) 0,26 \} = \min \{ 0,19; 0,31 \} = 0,19 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Допускаемое избыточное давление в рубашке по формуле (102):

$$[p]_1 = (0,095^2 + 0,015 + 0,19) \frac{168 \cdot 0,8}{84,17} = 0,34 \text{ МПа.}$$

Поскольку $[p]_1 \geq p$, прочность узла сопряжения рубашки с аппаратом обеспечена.

Проверяем условие применения расчетных формул (93):

$$12 > 1,5 \cdot 4.$$

Условие выполняется.

2.2. Расчет аппаратов с цилиндрической рубашкой

Конические сопряжения удовлетворяют условиям прочности, если они выполнены с толщиной стенки, равной толщине стенки цилиндрической рубашки и если они соответствуют условию (62) и условиям формулы

$$e_0 > 1,8\sqrt{D_1(s_1 - c)}. \quad (105)$$

Для сопряжения с помощью кольца высоту кольца вычисляют по формулам

$$h_{0p} = 0,6e_0\sqrt{\frac{p_1}{[\sigma]_0}}; \quad h_0 \geq \max\{s_1; h_{0p} + c\}. \quad (106, 107)$$

В остальном расчет ведут аналогично пп. 2.1.1 и 2.1.2.

2.3. Расчет аппаратов со змеевиковой рубашкой

В аппаратах со змеевиковыми каналами (рис. 2.8) канал можно рассматривать как кольцо жесткости, и цилиндрическую обечайку рассчитывать, как укрепленную кольцами жесткости при условии, что учитываются следующие особенности:

- шаг змеевикового канала должен быть не более $0,3D$;
- если число витков змеевикового канала меньше или равно числу замыканий змеевикового канала плюс 1, то цилиндрическую обечайку рассчитывают, как гладкую обечайку.

Допускаемое внутреннее избыточное давление определяют из условия

$$[p] = \min\{[p]_1; [p]_2\}, \quad (108)$$

где $[p]_1$ – допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условия прочности всей обечайки, МПа; $[p]_2$ – допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности обечайки между двумя соседними кольцами жесткости (каналами), МПа.

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условия прочности всей обечайки, рассчитывают по формуле

$$[p]_1 = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c) + 2\frac{A_K}{l_1}[\sigma]_K\varphi_K}{D+s-c} \quad (109)$$

где $[\sigma]_K$ – допускаемое напряжение для материала канала, МПа; φ_K – коэффициент прочности сварного шва канала.

Величину A_K рассчитывают по формулам:

– при давлении в аппарате ниже атмосферного

$$A_K = r_3(s_2 - c)\pi\frac{\gamma}{90^\circ}; \quad (110)$$

– при давлении в аппарате выше атмосферного

$$A_K = r_3(s_2 - c)\pi\frac{\gamma}{90^\circ} - \frac{\pi}{4} \cdot \frac{p_2}{[\sigma]_K} h_2 b_2, \quad (111)$$

где r_3 – средний радиус канала, мм; s_2 – толщина стенки канала, мм; γ – половина центрального угла канала определяется в соответствии с рис. 2.9), град.; p_2 – избыточное давление в канале, МПа; h_2 – высота канала, мм; b_2 – ширина канала, мм.

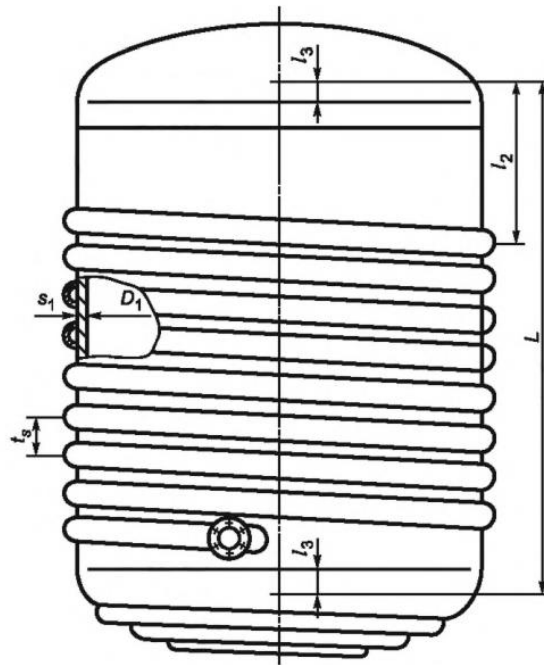


Рис. 2.8. Сосуд со змеевиковыми каналами

Средний радиус канала можно вычислить по формуле

$$r_3 = r_2 - 0,5s_2, \quad (112)$$

где r_2 – наружный радиус канала, мм.

Высоту канала определяют по формуле

$$h_2 = r_3(1 - \cos \gamma). \quad (113)$$

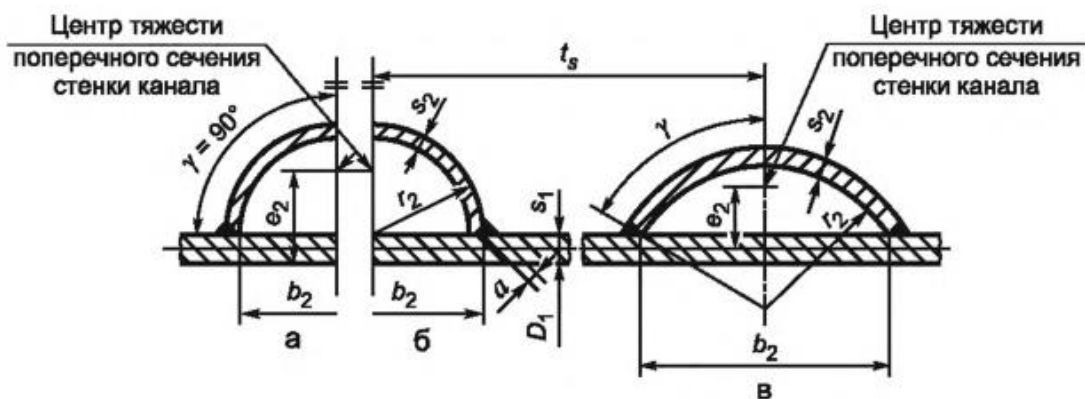


Рис. 2.9. Каналы: а – полукруглое сечение с V-образным швом, б – полукруглое сечение с угловым швом, в – сегментное сечение

Величину l_1 рассчитывают как

$$l_1 = \frac{L}{n_2 - n_3 - 1}, \quad (114)$$

где L – расчетная длина рубашки, мм; n_2 – число витков змеевикового канала; n_3 – число замыканий змеевикового канала.

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности обечайки между двумя соседними каналами, находят по формуле

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi_T(s-c)}{D+s-c} \cdot \frac{2+\lambda_{II}^2}{1+\frac{\varphi_T\lambda_{II}^2}{\varphi_p}}, \quad (115)$$

где φ_T – коэффициент прочности кольцевого сварного шва; λ_{II} – безразмерный параметр.

$$\lambda_{II}^2 = \frac{b^2}{D(s-c)}. \quad (116)$$

Полоса обечайки под каналами должна отвечать условию

$$p_2 \leq [p_2] = \frac{4[\sigma](s-c)^2}{b_2^2 + 4r_3(s-c)\cos\gamma} \left(1 + \frac{b_2^2}{2D(s-c)} \right). \quad (117)$$

Если давление в рубашке больше, чем давление в аппарате и оба они выше атмосферного, то должно выполняться условие

$$\frac{p_2 - p}{[p_2]} \leq 1 - \left(\frac{pD}{4[\sigma](s-c)} \right). \quad (118)$$

Пример 14

Определить толщину стенки сварной цилиндрической обечайки цилиндроконического танка, работающего при избыточном шпунтовом давлении 0,07 МПа. Обечайка и змеевиковый канал рубашки охлаждения выполнены из стали 12Х18Н10Т. Сварные швы обечайки стыковые односторонние с полным проплавлением, выполняемые автоматически. Сварные

швы каналов угловые с неполным проплавлением. Длина контролируемых участков 100%. Рабочая температура среды в аппарате 14°C. Плотность пивного сусла 1061 кг/м³. Геометрические размеры аппарата: внутренний диаметр 2600 мм, высота 13500 мм. Срок службы аппарата 20 лет. Каналы выполнены из полутруб с наружным диаметром 56 мм и толщиной стенки 3 мм, приварены к обечайке по варианту, показанному на рис. 2.9. б. Длина пояса рубашки 1610 мм, число витков змеевика в поясе 25. Давление хладагента в каналах 0,4 МПа.

Решение

Гидростатическое давление в аппарате по формуле (9) составляет:

$$p_z = 9,81 \cdot 1061 \cdot 13,5 = 140513 \text{ Па или } 0,14 \text{ МПа.}$$

Расчетное давление в аппарате складывается из гидростатического и шпунтового давлений:

$$p = 0,14 + 0,07 = 0,21 \text{ МПа.}$$

Так как обечайка нагружена внутренним избыточным давлением, для определения расчетной толщины стенки применяем формулу (6):

$$s_p = \frac{0,21 \cdot 2,6}{2 \cdot 184 \cdot 1 - 0,21} = 0,0014 \text{ м или } 1,4 \text{ мм.}$$

Исполнительная толщина стенки с учетом прибавки на коррозию должна быть больше, чем $s = 1,4 + 2 = 3,4$ мм. Принимаем толщину стенки аппарата 4 мм.

Для каналов, выполненных по рис. 2.9 б имеем: $s_2 = 3$ мм; $r_2 = 56/2 = 28$ мм; $b_2 = 56$ мм.

Тогда по формулам (112, 113):

$$r_3 = 28 - 0,5 \cdot 3 = 26,5 \text{ мм; } h_2 = 26,5 \cdot (1 - \cos 90) = 26,5 \text{ мм.}$$

Проверка прочности стенки обечайки на внутреннее давление.

По формуле (111):

$$A_K = 0,0265 \cdot (0,003 - 0,002) \cdot 3,14 \cdot \frac{90^\circ}{90^\circ} - \frac{3,14}{4} \cdot \frac{0,4}{184} \cdot 0,0265 \cdot 0,056 = 0,00008.$$

По формуле (114):

$$l_1 = \frac{1,61}{25 - 2 - 1} = 0,073.$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условия прочности всей обечайки, по формуле (109):

$$[p]_1 = \frac{2 \cdot 184 \cdot 1 \cdot (0,004 - 0,002) + 2 \cdot \frac{0,00008}{0,073} \cdot 184 \cdot 0,8}{2,6 + 0,004 - 0,002} = 1,41 \text{ МПа.}$$

Безразмерный параметр по формуле (116):

$$\lambda_{II}^2 = \frac{0,056^2}{2,6 \cdot (0,004 - 0,002)} = 0,6.$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности обечайки между двумя соседними каналами, по формуле (115):

$$[p]_2 = \frac{2 \cdot 184 \cdot 1 \cdot (0,004 - 0,002)}{2,6 + 0,004 - 0,002} \cdot \frac{2 + 0,6}{1 + \frac{1 \cdot 0,6}{1}} = 0,46 \text{ МПа.}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление из условия (108):

$$[p] = \min \{1,41; 0,46\} = 0,46 \text{ МПа.}$$

Так как $[p] \geq p$, прочность обечайки обеспечена.

Проверка прочности полосы обечайки под каналами на наружное давление.

Условие (117):

$$0,4 \leq [p_2] = \frac{4 \cdot 184 \cdot (0,004 - 0,002)^2}{0,056^2 + 4 \cdot 0,0265 \cdot (0,004 - 0,002) \cdot \cos 90} \cdot \left(1 + \frac{0,056^2}{2 \cdot 2,6 \cdot (0,004 - 0,002)} \right)$$

$0,4 \leq 1,2$, то есть условие выполняется.

Условие (118):

$$\frac{0,4 - 0,21}{1,2} \leq 1 - \left(\frac{0,21 \cdot 2,6}{4 \cdot 184 \cdot (0,004 - 0,002)} \right);$$

$0,16 \leq 0,63$, то есть условие выполняется.

2.4. Контрольные задачи

2.4.1. Произвести расчет прочности элементов цельносварной U-образной рубашки сироповарочного аппарата с эллиптическим днищем рабочей вместимостью 2 м³. Аппарат имеет диаметр 1400 мм и высоту цилиндрической части 1160 мм. Рубашка аппарата имеет внутренний диаметр 1500 мм и соединена с корпусом по варианту, изображенному на рис. 2.4 в. Радиус сопряжения (r_0) 60 мм, диаметр отверстия в днище рубашки (d_1) 100 мм. Рубашка и аппарат выполнены из стали 12X18H10T. Плотность приготавливаемого сахарного сиропа 1319 кг/м³. Расчет провести при внутреннем абсолютном давлении в аппарате 0,3 МПа и избыточном давлении греющего пара 0,3 МПа. Длина обечайки, закрытой рубашкой, 900 мм.

2.4.2. Произвести расчет узла сопряжения цельносварной U-образной рубашки с корпусом аппарата. Аппарат изготовлен из стали 03X18H11 и имеет внутренний диаметр 2200 мм и толщину стенки 6 мм. Рубашка соединена с корпусом при помощи кольца в соответствии с рис. 2.6 г. Кольцо выполнено из того же материала, что и аппарат. Коэффициент прочности сварного радиального шва в кольце сопряжения 0,85. Избыточное давление в рубашке 0,2 МПа, температура теплоносителя 80°C.

2.4.3. Определить толщину стенки сварной цилиндрической обечайки цилиндроконического танка, работающего при избыточном шпунтовом давлении 0,07 МПа. Обечайка и змеевиковый канал рубашки охлаждения выполнены из стали 12Х18Н10Т. Сварные швы обечайки стыковые односторонние с полным проплавлением, выполняемые автоматически. Сварные швы каналов угловые с неполным проплавлением. Длина контролируемых участков 100%. Рабочая температура среды в аппарате 14°C. Плотность пивного сусла 1061 кг/м³. Геометрические размеры аппарата: внутренний диаметр 2600 мм, высота 13500 мм. Срок службы аппарата 20 лет. Каналы выполнены из полутруб с наружным диаметром 56 мм и толщиной стенки 3 мм, приварены к обечайке по варианту, показанному на рис. 2.9. б. Длина пояса рубашки 1610 мм, число витков змеевика в поясе 25. Давление хладагента в каналах 0,4 МПа.

3. РАСЧЕТ ПАТРУБКОВ И ВЫБОР ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Присоединение трубопроводов к сосудам и аппаратам осуществляется с помощью вводных труб или штуцеров. Наиболее широко распространены разъемные соединения с помощью фланцевых штуцеров. С помощью фланцев крепятся не только трубопроводы, но и крышки аппаратов, смотровые люки, отдельные царги колонных аппаратов и т.п.

3.1. Основные конструкции фланцевых соединений

По конструкции и способу соединения со штуцером или корпусом различают следующие типы фланцев:

1. плоские приварные;
2. приварные встык (с «шейкой»);
3. свободные на отбортовке и на хомуте;
4. на резьбе;
5. фланцы специальной конструкции.

Каждый из этих основных типов фланцев имеет свои конструктивные модификации.

Плоские фланцы (рис. 3.1 а) наиболее просты по конструкции. Их применяют для стальных аппаратов и трубопроводов на давление до 2,5 МПа. Основной недостаток плоских фланцев – малая жесткость у основания.

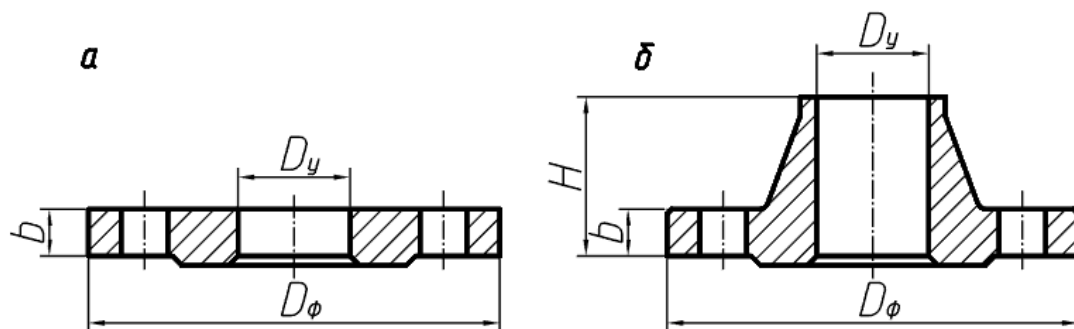


Рис. 3.1. Плоский фланец (а), фланец с «шейкой» (б)

При повышенных давлениях или более высоких требованиях герметичности соединения применяют **фланцы приварные встык** (фланцы с «шейкой») (рис. 3.1. б). Утолщение у основания фланца делает его более жестким. Находят применение фланцы с шейкой, сваренные из двух частей – тарелки фланца и втулки.

Свободные фланцы на отбортовке (рис. 3.2 а) применяют для аппаратов из цветных металлов. Фланцы на отбортовке применяют до условного давления 0,6 МПа.

Фланцы на хомуте под приварку применяют для аппаратов, изготовленных из стекла, керамики, пластмасс (рис. 3.2 б).

Фланцы на резьбе можно применять при необходимости снятия фланца и разборки узла. В настоящее время они применяются редко.

Специальные типы фланцев применяются для соединения трубопроводов из стекла, керамики и других хрупких материалов. Эти виды фланцев легко поддаются разборке.

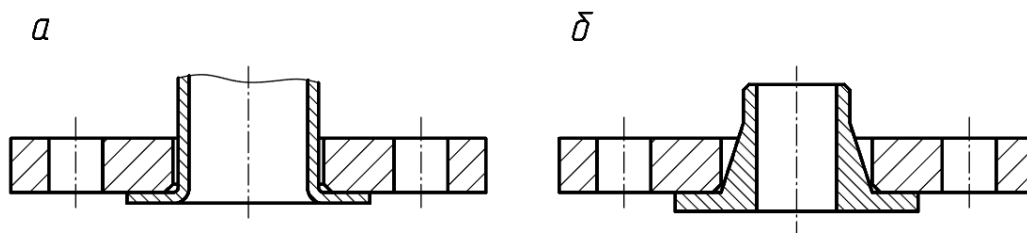


Рис. 3.2. Свободный фланец на отбортовке (а), на бурте (б)

Ответственная часть фланцевого соединения – узел уплотнения. Различают уплотнения с пластической деформацией уплотняющих элементов и соединения с упругой деформацией. В наиболее распространенных соединениях с **пластической деформацией** уплотнение достигается тем, что значительно более мягкая, чем основной материал фланца, прокладка деформируется при затягивании соединения и заполняет все неровности на уплотнительной (привалочной) поверхности фланца. Соединения с **упругой деформацией** требуют тщательной обработки уплотнительных поверхностей. Их применяют значительно реже, как правило, при повышенных давлениях.

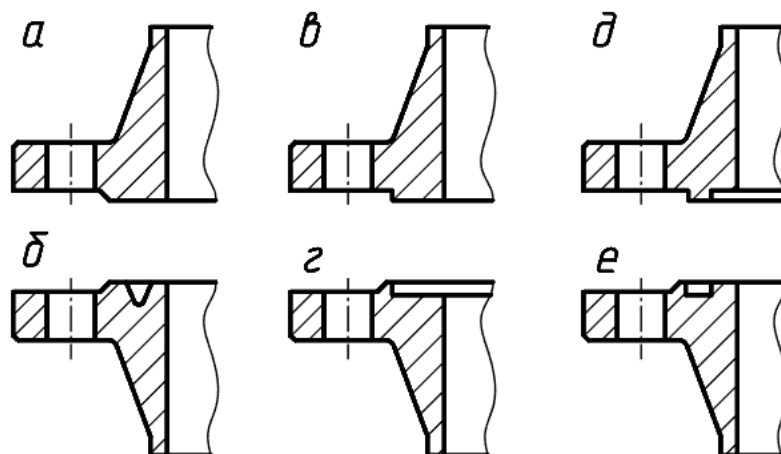
В группе фланцев с пластической деформацией наиболее широкое применение находят фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью. Уплотнительные поверхности таких фланцев обрабатывают, однако излишняя шлифовка их не допускается. Иногда на поверхности нарезают несколько кольцевых канавок треугольного сечения, которые заполняются при затягивании соединения материалом прокладки.

Прокладки. Материал и форму прокладки выбирают в зависимости от температуры, давления и свойств среды в аппарате. Прокладка должна обладать химической стойкостью, термостойкостью, а также иметь достаточную пластичность, обеспечивающую ее деформацию при уплотнении фланцевого соединения. Прокладки бывают неметаллические, металлические и комбинированные. Неметаллические прокладки изготавливают из резины, паронита, асбеста, полихлорвинила, фторопласта и других полимерных материалов.

Уплотнительные поверхности фланцев показаны на рис. 3.3.

Фланцевое соединение закрепляют **крепежными деталями**. При давлении до 1,6 МПа и температуре до 200°C для фланцевых соединений применяют болты, при более высоких температурах и давлениях предпочтительнее шпильки, снабженные гайками с двух сторон, так как у головок

болтов возникают значительные местные напряжения. Для соединений, требующих постоянной разборки, применяют откидные болты, которые



крепят на отдельной оси или на общем кольцевом стержне.

Рис. 3.3. Уплотнительные поверхности фланцев: а – с соединительным выступом; б – под прокладку овального сечения; в, г – с выступом и впадиной; д, е – с шипом и пазом

К материалам крепежных деталей предъявляют повышенные требования. Их выполняют, как правило, из качественных углеродистых и легированных сталей. Если рабочая температура превышает 100°C , то крепежные детали для фланцев из легированных сталей изготавливают из того же материала во избежание температурных напряжений.

3.2. Штуцера и бобышки

Штуцер состоит из короткого отрезка трубы (патрубка) и фланца. Минимальная длина его должна быть достаточной для установки болтов при сборке фланцевого соединения. Если аппарат защищен термоизоляцией, штуцера делают длиннее. Штуцера, предназначенные для слива жидкости из аппарата, должны находиться в низшей точке и обеспечивать полное удаление жидкости.

При невозможности установки штуцеров применяют бобышки – фланцы, закрепленные непосредственно на корпусе аппарата. Трубопроводы к бобышкам присоединяют при помощи шпилек. Бобышки применяют при установке сальников, контрольно-измерительных приборов и в других случаях.

3.3. Расчет штуцеров

Штуцера не рассчитывают на прочность, а выбирают. Типы штуцеров определены действующими стандартами. Присоединение фланцевых штуцеров к аппарату осуществляется с определенным вылетом, который также стандартизован. Вылеты бесфланцевых штуцеров не стандартизова-

ны, однако их рекомендуется принимать равными вылету соответствующих фланцевых штуцеров.

Для предварительного расчета внутренний диаметр патрубка можно рассчитать по формуле

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w}} \quad (119)$$

где Q – объемный расход вещества, подающегося или отводящегося через штуцер, м³/с; w – скорость движения потока, м/с.

В случае если скорость движения среды по трубопроводу точно неизвестна, ее можно выбрать ориентировочно по таблице 3.1.

Окончательно диаметр патрубка выбирают из стандартного ряда по приложению Д.

Таблица 3.1.

Ориентировочные скорости движения потока, м/с

Среда	Скорость движения
Жидкости	
при движении самотеком	
вязкие	0,1–0,5
маловязкие	0,5–1,0
при перекачивании насосами	
во всасывающих трубопроводах	0,8–2,0
в нагнетательных трубопроводах	1,5–3,0
Газы	
при естественной тяге	2–4
при небольшом давлении (от вентиляторов)	4–15
при большом давлении (от компрессоров)	15–25
Пары	
перегретые	30–50
насыщенные при давлении, Па	
больше 10^5	15–25
$(1-0,5) \cdot 10^5$	20–40
$(5-2) \cdot 10^4$	40–60
$(2-0,5) \cdot 10^4$	60–75

Пример 15

Определить внутренний диаметр входного штуцера для греющего пара кипятильника ректификационной колонны. Расход пара 500 кг/ч, удельный объем пара 0,903 м³/кг, скорость пара 50 м/с, давление пара 0,5 МПа. Подобрать подходящие по размеру и конструкции фланцы.

Решение

Находим объемный расход пара

$$Q = 500 \cdot 0,903 / 3600 = 0,125 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определяем внутренний диаметр штуцера по формуле (119):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,125}{3,14 \cdot 50}} = 0,056 \text{ м.}$$

При давлении 0,5 МПа можно использовать тонкостенные штуцера. По приложению Д выбираем ближайший стандартный условный проход штуцера. Он составляет 80 мм.

Подбираем фланцы. Выбираем стальные плоские приварные фланцы с выступом или впадиной по ГОСТ 33259-2015 на условный проход 80 мм и давление 0,6 МПа.

3.4. Контрольные задачи

3.4.1. Определить диаметр выходного штуцера для кубового остатка ректификационной колонны. Массовый расход кубового остатка 6 кг/с, плотность кубового остатка 986 кг/м³, кубовый остаток удаляется самотеком со скоростью 1 м/с, условное давление 0,2 МПа. Подобрать подходящие по размеру и конструкции фланцы.

3.4.2. Определить диаметр входного штуцера для воды в теплообменнике. Расход охлаждающей воды 20 кг/с. Вода подается насосом со скоростью 2 м/с, условное давление 0,25 МПа. Подобрать подходящие по размеру и конструкции фланцы.

3.4.3. Определить диаметр выходного штуцера для спуска сахарного сиропа из сироповарочного аппарата, имеющего рабочий объем 850 л, если перекачивание сиропа должно длиться 10 мин. Подобрать подходящий по конструкции и размеру фланец на условное давление 0,25 МПа.

3.4.4. Определить диаметр входного штуцера для мелассного сусла, подаваемого в дрожжерастильный аппарат. Концентрация сусла 12% сухих веществ, полезный объем дрожжерастильного аппарата 25 м³. Сусло подается самотеком, время заполнения аппарата 25 мин.

3.4.5. Определить диаметр выходного штуцера аппарата главного брожения рабочим объемом 96 м³. Молодое пиво плотностью 1008 кг/м³ перекачивается насосом на дображивание за 30 мин.

3.4.6. Определить диаметр выходного патрубка заторного аппарата рабочим объемом 28 м³. Затор перекачивается на фильтрование за 20 мин.

4. РАСЧЕТ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

4.1. Конструкции перемешивающих устройств

Перемешивание применяется во многих аппаратах биотехнологических и пищевых производств. В некоторых аппаратах (замочной аппарат, отдельные конструкции сусловарочных аппаратов и др.) перемешивание осуществляется сжатым воздухом, вращающимся змеевиком или путем перекачивания жидкости насосом, но чаще всего в качестве перемешивающих устройств используются мешалки. Конструкции мешалок весьма разнообразны, однако наиболее распространены следующие конструкции мешалок:

- лопастные;
- пропеллерные;
- якорные;
- рамные;
- турбинные;
- ленточные.

Лопастные мешалки относят к группе тихоходных мешалок. Они используются в основном для перемешивания расслаивающихся жидкостей с тяжелыми осадками (затор, сусло). Лопастные мешалки просты по конструкции, обеспечивают удовлетворительное перемешивание. Для улучшения перемешивания применяют мешалки с наклонными лопастями сложной конфигурации.

Пропеллерные мешалки создают значительные осевые потоки жидкости. Их используют в осаживателях, ферментерах, купажных емкостях. Конструируют пропеллерные мешалки по типу воздушных пропеллеров с узкими лопастями или по типу гребных винтов с лопастями овальной формы. Некоторые конструкции имеют лопасти с прямыми кромками.

Якорные мешалки применяют для обработки вязких жидкостей (сахарный или патоочный сиропы). Профиль мешалки повторяет очертания аппарата, зазор между стенками аппарата и мешалкой делают обычно минимальным. Лопасти такой мешалки создают интенсивное перемешивание непосредственно около стенок. Для особо вязких жидкостей применяют якорные мешалки с дополнительными вертикальными или наклонными планками.

Рамные мешалки рассматривают как разновидность лопастных, состоящих из двух горизонтальных лопастей, соединенных несколькими вертикальными планками.

Турбинные мешалки применяют для интенсивного перемешивания жидкостей с вязкостью до 10 Па·с. Турбинные мешалки имеют форму колес водяных турбин с плоскими наклонными или криволинейными лопатками; они могут быть открытыми и закрытыми.

Ленточные мешалки используют для перемешивания жидкостей более 5 Па·с, а также для смешивания сыпучих и тестообразных компонентов.

4.2. Расчет и выбор перемешивающего устройства

Для расчета перемешивающего устройства определяют номинальную расчетную мощность (Вт) на валу электродвигателя по формуле

$$N_p = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (120)$$

где N_1 – расчетная мощность на валу мешалки, Вт; N_2 – мощность, необходимая на преодоление сил трения в сальнике, Вт; η – коэффициент полезного действия привода ($\eta = 0,9 \div 0,95$).

Расчетную мощность на валу перемешивающего устройства вычисляют по уравнению

$$N_1 = k_1 k_2 (\sum k + 1) N, \quad (121)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий степень заполнения аппарата перемешивающим продуктом; k_2 – коэффициент, учитывающий увеличение потребной мощности при пуске; $\sum k$ – сумма коэффициентов, учитывающих увеличение мощности, вызываемое наличием в аппарате дополнительных устройств (змеевика, перегородок и т.п.), обычно учитывается только при перемешивании сред вязкостью более 0,1 Па·с (табл. 4.1); N – мощность, необходимая на перемешивание среды при установившемся режиме, Вт.

Коэффициент k_1 можно рассчитать, как отношение высоты столба жидкости в аппарате к внутреннему диаметру аппарата:

$$k_1 = H_{жс} / D, \quad (122)$$

где $H_{жс}$ – высота столба жидкости в аппарате, м; D – внутренний диаметр аппарата, м.

Высоту столба жидкости можно выбрать ориентировочно, если внутренний диаметр аппарата известен:

$$H_{жс} = (0,8 \div 1,2) D. \quad (123)$$

Если внутренний диаметр неизвестен, но задан объем аппарата V , то целесообразно выбрать нормализованный аппарат и по справочным таблицам определить его диаметр. При известных объеме и внутреннем диаметре высоту столба жидкости можно определить по следующим формулам:

$$\text{–при плоском днище } H_{жс} = 1,27 V_p / D^2; \quad (124)$$

–при сферическом, эллиптическом или коническом днище

$$H_{жс} = 1,27 (V_p - v) / D^2, \quad (125)$$

где V – рабочая вместимость аппарата, м³; v – вместимость днища, м³.

Таблица 4.1

Значения коэффициентов k , учитывающих увеличение мощности мешалки из-за наличия в аппарате вспомогательных устройств

Вспомогательное устройство	Тип перемешивающего устройства			
	лопастное	якорное (рамное)	турбинное	пропеллерное
Четыре отражательные перегородки шириной $B = 0,08D$, расположенные у стенок аппарата	1	–	1,5	0,5
Одна дополнительная горизонтальная лопасть, равная по размеру лопасти основного перемешивающего устройства	0,35	–	–	–
Труба для передавливания раствора	0,2	0,2	0,2	0,1
Гильза для термометра или поплавковый уровнемер	0,1	0,1	0,1	0,05
Две вертикальные трубы, расположенные под углом, превышающим 90° (в плане)	0,3	0,3	0,3	0,15
Змеевик с правой навивкой, расположенный вдоль цилиндрических стенок аппарата	2,0	–	–	–
Спиральный змеевик, установленный у дна аппарата, при диаметре труб 0,033–0,054 м	2,5–3,0	–	–	–
Детали для крепления диффузора	–	–	–	0,05

Коэффициент k_2 для большинства случаев может быть принят равным единице, поскольку обычно применяемые для привода электродвигатели (типа АО) допускают перегрузку примерно на 30 % в течение 1–1,5 мин. Кроме того, увеличение необходимой мощности при пуске компенсируется резервом мощности выбранного электродвигателя. В отдельных случаях, например, при перемешивании сред вязкостью более 0,5 Па·с, для пропеллерных мешалок принимают $k_2 \leq 1,3$.

Мощность (Вт), потребную на перемешивание среды при установившемся режиме, вычисляют по формуле

$$N = K_N \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_m^5, \quad (126)$$

где K_N – критерий мощности (рассчитывают или определяют по рис. 4.2 в зависимости от центробежного критерия Рейнольдса Re_u); ρ – плотность перемешиваемой среды, кг/м³; n – частота вращения мешалки, с⁻¹; d_m – диаметр рабочего органа мешалки, м.

Центробежный критерий Рейнольдса

$$Re_u = \frac{\rho \cdot n \cdot d_m^2}{\mu}, \quad (127)$$

где ρ – плотность перемешиваемой среды, кг/м³; n – частота вращения мешалки, с⁻¹; d_m – диаметр мешалки, м; μ – динамический коэффициент вязкости среды, Па·с.

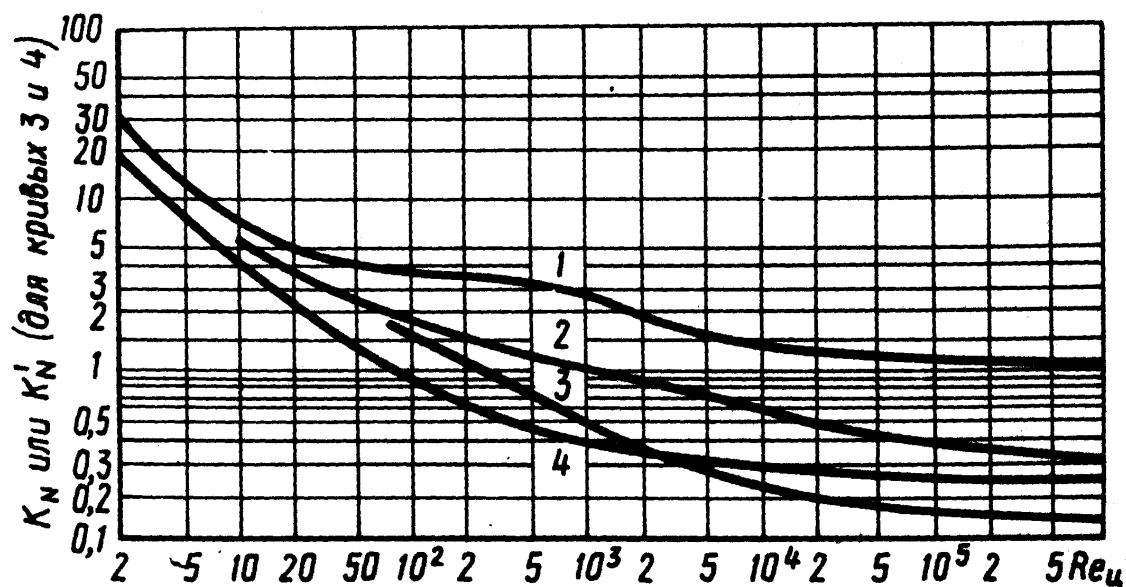


Рис. 4.2. Номограмма для определения критерия мощности K_N (или K'_N) перемешивающих устройств:

1 – турбинных, 2 – якорных и рамных, 3 – двухлопастных, 4 – пропеллерных

Диаметр рабочего органа мешалки и оптимальную окружную скорость его вращения выбирают в зависимости от конструкции мешалки по табл. 4.2. Оптимальную частоту вращения (с⁻¹) принимают равной

$$n_{opt} = v / (\pi d_m), \quad (128)$$

где v – принятая по табл. 4.2 окружная скорость концов мешалки, м/с.

Таблица 4.2

**Рекомендуемые диаметры рабочего органа мешалки
и окружная скорость концов мешалки**

Тип мешалки	Соотношение размеров	Оптимальная окружная скорость концов мешалки, м/с
Двухлопастная	$d_m/D = 0,5 \div 0,7$	$v = 1,5 \div 3$
Четырехлопастная	$d_m/D = 0,2 \div 0,4$	$v = 1,5 \div 3$
Пропеллерная	$d_m/D = 0,25 \div 0,5$	$v = 5 \div 17$
Якорная	$\delta = 25 \div 40$ мм*	$v = 1 \div 3$
Рамная	$\delta = 25 \div 40$ мм	$v = 1 \div 3$
Турбинная открытая	$d_m/D = 0,3$	$v = 3 \div 8$

* δ – величина зазора между лопастью мешалки и стенкой аппарата

Мощность на преодоление сил трения в сальнике (Вт)

$$N_2 = 1,48 f n d_e^2 l p, \quad (129)$$

где f – коэффициент трения вала о набивку сальника (зависит от вида сальниковой набивки и выбирается по табл. 4.3); n – частота вращения вала мешалки, c^{-1} ; d_g – диаметр вала мешалки, м; l – длина набивки, м; p – рабочее давление в аппарате, Па.

Таблица 4.3

Коэффициенты трения сальниковых набивок при 20 °С

Тип набивки	f
Пеньковая и хлопчатобумажная просаленные	0,20
Фторопласт-4	0,10
АФТ (асбестовая, пропитанная суспензией фторопласта с тальком)	0,40
АФ-1 (асбестовая, пропитанная суспензией фторопласта)	0,15
НГФ (графитовая, с покрытием фторопластом)	0,02

В отдельных случаях значением N_2 можно пренебречь, введя поправочный коэффициент 1,2 в числитель формулы (120) для определения рабочей мощности на валу электродвигателя. На начальном этапе расчета при неизвестном диаметре вала нет возможности сконструировать сальник и вычислить N_2 . После того как конструкция и размеры сальника будут известны, можно повторить расчет и проверить мощность.

Для расчета диаметра вала мешалки необходимо вычислить крутящий момент на валу мешалки (Н·м)

$$M_{кр} = N_1 / \omega, \quad (130)$$

где ω – угловая скорость вала, рад/с, вычисляемая по формуле

$$\omega = 2\pi n. \quad (131)$$

Диаметр вала мешалки может быть вычислен по формуле

$$d_g = 1,71 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{[\tau]}} + c, \quad (132)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение материала вала на кручение, Па; c – прибавка на коррозию, эрозию и износ ($c = 0,004\text{--}0,01$ м).

Для вычисления допускаемого напряжения материала вала на кручение можно воспользоваться следующими зависимостями:

$$[\tau] = 0,5[\tau]', \quad (133)$$

где $[\tau]'$ – допускаемое напряжение на кручение для валов перемешивающих устройств, МПа.

$$[\tau]' = 0,6\sigma_{дон}, \quad (134)$$

где $\sigma_{дон}$ – допускаемое напряжение материала вала на растяжение, МПа, вычисляемое по формуле

$$\sigma_{дон} = \sigma_B / n_B, \quad (135)$$

где σ_B – предел прочности материала вала на растяжение, МПа (Приложение Е); n_B – запас прочности, принимаемый в пределах $n_B = 2 \div 3,2$.

Пример 16

Рассчитать диаметр вала и мощность электродвигателя для привода якорной мешалки сироповарочного аппарата номинальным объемом 2 м^3 и внутренним диаметром 1200 мм. Сироповарочный аппарат имеет эллиптическое отбортованное стандартное днище. Коэффициент заполнения аппарата 0,85. Плотность сахарного сиропа $1316,3 \text{ кг/м}^3$; вязкость сиропа $0,0179 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Вал мешалки изготовлен из стали 12Х18Н10Т.

Решение

Определим рабочий объем аппарата:

$$V_p = 2 \cdot 0,85 = 1,7 \text{ м}^3.$$

По ГОСТ 6533-78 находим объем стандартного эллиптического днища с внутренним базовым диаметром 1200 мм. Он составляет $v=0,2534 \text{ м}^3$.

Тогда высота столба перемешиваемого сиропа в аппарате по формуле (125) составит

$$H_{ж} = \frac{1,27 \cdot (1,7 - 0,2534)}{1,2^2} = 1,28 \text{ м}.$$

Коэффициент k_1 по формуле (122):

$$k_1 = 1,28/1,2 = 1,07.$$

Коэффициент k_2 полагаем равным единице, поскольку вязкость сахарного сиропа не превышает $0,5 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Сумму коэффициентов Σk полагаем равной нулю, поскольку в сироповарочном аппарате отсутствуют дополнительные элементы. Для определения мощности, потребной на перемешивание среды в установившемся режиме, необходимо вычислить центробежный критерий Рейнольдса по формуле (127).

Оптимальная окружная скорость якорной мешалки находится в пределах $1 \div 3 \text{ м/с}$ (табл. 4.2). Примем окружную скорость концов мешалки 3 м/с .

Диаметр якорной мешалки можно определить по зависимости

$$D_m = D - 2\delta, \quad (136)$$

где δ – зазор между стенкой аппарата и лопастью мешалки, м.

Примем $\delta=40 \text{ мм}$, тогда

$$D_m = 1,2 - 2 \cdot 0,04 = 1,12 \text{ м}.$$

По приложению Ж принимаем нормализованную якорную мешалку диаметром 1120 мм.

Частоту вращения мешалки найдем по формуле (128):

$$n_{онм} = 3/(3,14 \cdot 1,12) = 0,85 \text{ с}^{-1}.$$

Тогда центробежный критерий Рейнольдса по формуле (127):

$$\text{Re}_y = \frac{1316,3 \cdot 0,85 \cdot 1,12^2}{0,0175} = 80200.$$

По номограмме (рис. 4.2) находим значение критерия мощности для якорной мешалки: $K_N = 0,5$.

Мощность потребную на перемешивание сиропа в установившемся режиме, определяем по формуле (126):

$$N = 0,5 \cdot 1316,3 \cdot 0,85^3 \cdot 1,12^5 = 838 \text{ Вт.}$$

Расчетная мощность на валу мешалки по формуле (121):

$$N_1 = 1,07 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 838 = 897 \text{ Вт.}$$

Поскольку размеры сальника неизвестны, значением N_2 пренебрегаем, вводя коэффициент 1,2 в формулу (120):

$$N_p = \frac{1,2 N_1}{\eta} = \frac{1,2 \cdot 897}{0,9} = 1196 \text{ Вт.}$$

Угловая скорость мешалки по формуле (131) равна:

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,85 = 5,3 \text{ рад/с.}$$

Крутящий момент на валу мешалки по формуле (130):

$$M_{кр} = 897/5,3 = 169,25 \text{ Н·м.}$$

Допускаемое напряжение материала вала на растяжение определяем по формуле (135):

$$\sigma_{дон} = 500/3,2 = 156,25 \text{ МПа,}$$

где 500 – предел прочности стали 12Х18Н10Т на растяжение при рабочей температуре в аппарате 100°C, МПа (Приложение Е).

Допускаемое напряжение на кручение для вала перемешивающего устройства находим по формулам (134 и 133):

$$[\tau]' = 0,6 \cdot 156,25 = 93,75 \text{ МПа; } [\tau] = 0,5 \cdot 93,75 = 47 \text{ МПа.}$$

Диаметр вала мешалки по формуле (132):

$$d_s = 1,71 \cdot \sqrt[3]{\frac{169,25}{47 \cdot 10^6}} + 0,004 = 0,03 \text{ м.}$$

Полученный диаметр вала округляем по нормальям. Для аппарата номинальным объемом 2 м³ наименьший диаметр вала составляет 50 мм (Приложение И).

4.3. Конструктивный расчет сальниковых уплотнений

Уплотнения служат для герметизации аппаратов в месте прохода вала перемешивающего устройства через крышку. В зависимости от физико-химических характеристик перемешиваемых сред, требований производственной санитарии, техники безопасности и пожарной безопасности аппараты комплектуются сальниковыми, торцовыми и манжетными уплотнениями, гидрозатворами или имеют герметичный привод.

Сальниковые уплотнения просты по конструкции, недороги, вследствие чего широко распространены. Сальниковое уплотнение состоит из корпуса, нажимной втулки, набивки, опорного и упорного кольца

(грундбуксы) и охлаждающей рубашки (рис. 4.3). В середине слоя набивки имеется смазочное кольцо (фонарь) для равномерной подачи смазки по периметру вала. Нажимная втулка и грундбукса обычно изготавливаются из чугуна, корпус – из стали.

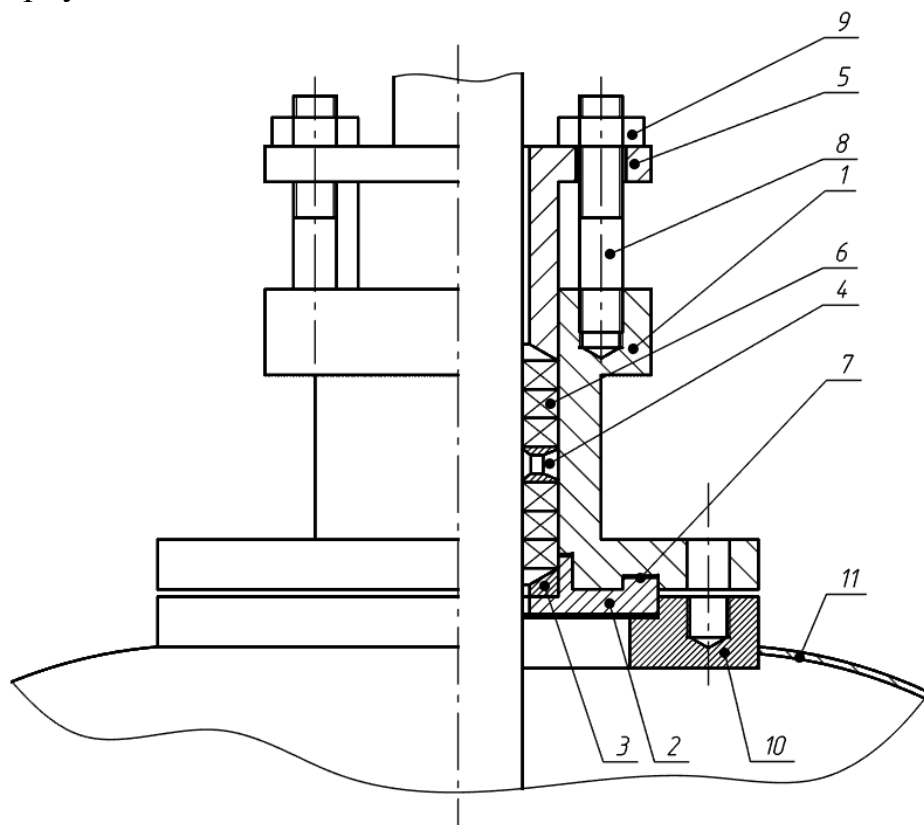


Рис. 4.3. Сальниковое уплотнение: 1 – корпус, 2 – опорное кольцо, 3 – грундбукса, 4 – фонарь, 5 – нажимная втулка, 6 – набивка, 7 – прокладка, 8 – шпилька, 9 – гайка, 10 – бобышка

Зазор между валом и нажимной втулкой составляет 1–1,5 мм, между валом и грундбуксой – 0,5–0,75 мм. При отсутствии зазора грундбуксу изготавливают из бронзы. Иногда сальник одновременно является опорой вала (подшипником скольжения). Тогда нажимная втулка снабжается устройством для подачи и распределения смазки, изготавливается из бронзы или имеет бронзовый вкладыш, зазор между втулкой и валом соответствует посадке скольжения. Для увеличения радиального усилия прижатия набивки к валу нижняя поверхность нажимной втулки и верхняя поверхность грундбуксы делаются конусными.

В качестве набивок чаще всего используются фторопластовый уплотнительный материал (ФУМ), плетеный асбестовый шнур (сухой, пропитанный графитом, тальком или фторопластовой суспензией, с медной или алюминиевой проволокой внутри), просаленные хлопчатобумажные и пеньковые шнуры, войлочные кольца. С точки зрения химической стойкости и коэффициента трения лучшей набивкой является ФУМ, одна-

ко его применение ограничивает высокая твердость (при затяжке сальника требуются большие усилия) и высокая стоимость.

Сальниковые уплотнения применяются при давлениях в аппарате 0,6–4 МПа, пропитанные набивки используются при температурах до 100°C, ФУМ – до 250°C, сухие асбестовые – до 400°C. Допустимые частоты вращения валов – от 5 до 350 мин⁻¹. Сальники не рекомендуют применять в случаях, когда аппарат работает под вакуумом, а также при обработке в нем ядовитых и взрывоопасных веществ.

Выбор сальниковой набивки производят с учетом условий ее работы. Плетеные сальниковые набивки являются наиболее распространенным типом уплотнительных материалов, применяемых для заполнения сальниковых камер арматуры, центробежных и поршневых насосов, различных аппаратов. Этими набивками комплектуется более 70% насосов, 80% арматуры.

Для холодной и горячей питьевой воды, пищевых продуктов, спиртов, нейтральных растворов солей рекомендуется сухая хлопчатобумажная набивка (ХБС). Она работает при давлении до 20 МПа и температуре до 100°C и используется в комбинации с хлопчатобумажными пропитанными набивками в качестве конечных колец. Более полная информация об условиях применения набивок содержится в ГОСТ 5152-84 «Набивки сальниковые. Технические условия».

Размеры сальниковой коробки зависят от диаметра вала и давления внутри аппарата. Линейный размер сечения кольца сальниковой набивки b определяется диаметром вала:

$$\text{– для машин } b = (1,5 \div 2,5) \sqrt{d_g}; \quad (137)$$

$$\text{– для арматуры } b = (1,4 \div 2) \sqrt{d_g}. \quad (138)$$

где d_g – диаметр вала, мм.

Рассчитанный размер сечения сальниковой набивки округляют по ГОСТ 5152-84. Стандартный ряд размеров (мм): 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 38, 42, 45, 50, 52, 55, 60, 65, 70.

Ширина сальниковой камеры, как правило, равна толщине набивки, то есть диаметр расточки корпуса сальника составит

$$D_c = d_g + 2b. \quad (139)$$

Глубина сальниковой коробки составляет 6–8 пасм набивки для валов и 5–8 пасм для штоков (сальники арматуры). Для уплотнений, работающих в газовой среде, рекомендуется H_c больше, чем в жидкости. Если требуется установить фонарное кольцо для подвода запирающей жидкости, то полная глубина расточки сальниковой камеры составит

$$H'_c = H_c + 2b + h_\phi, \quad (140)$$

где H_c – глубина сальниковой коробки, мм; h_ϕ – высота фонарного кольца, мм.

Высота фонарного кольца может быть выбрана по условию

$$h_{\phi} = (1,5 \div 2)b. \quad (141)$$

Высота цилиндрической части нажимной втулки или крышки сальника

$$h_{\epsilon} = (0,4 \div 0,5)H_c. \quad (142)$$

Толщина фланца нажимной втулки

$$h_n = 1,25d_{\delta}, \quad (143)$$

где d_{δ} – диаметр стяжных болтов или шпилек, мм.

Таблица 4.3

Характеристика и области применения некоторых сальниковых набивок

Наименование	Марка	Рабочая среда	Температура, °C
Асбестовая, пропитанная суспензией фторопласта с тальком	АФТ	Сжиженные газы, газообразный и жидкий аммиак, морская вода, органические продукты, этилен, концентрированные щелочи, растворы щелочей	–200÷+300
Асбестовая, плетённая, сухая	АС	Нейтральные жидкие среды, нейтральные и агрессивные газообразные среды, газообразный и жидкий аммиак, агрессивные жидкие среды	–70÷+450
Асбестовая, плетённая, пропитанная жировым составом	АП-31	Пар, нейтральные и агрессивные жидкие среды, нейтральные и агрессивные газообразные среды, нефтепродукты	–70÷+300
Асбестовая, плетённая с латунной проволокой, пропитанная антифрикционным составом	АПР-31	Нейтральные и агрессивные жидкие среды, нейтральные и агрессивные газообразные среды, нефтепродукты	–70÷+300
Хлопчатобумажная, пропитанная жировым антифрикционным составом	ХБП-31	Воздух, инертные газы, нейтральный пар, промышленная вода, углеводороды, нефтяное топливо, минеральные масла	До 120
Лубяная, пропитанная жировым антифрикционным составом	ЛП-31	Воздух, инертные газы, промышленная вода, морская вода, растворы щелочей, нефтяное топливо, минеральные масла	До 150

Высота грундбуксы для валов составляет

$$h_z = \max \left\{ \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{4} \right) d_{\epsilon}; 20 \right\}. \quad (144)$$

Посадочный диаметр грундбуксы

$$D_z = d_{\epsilon} + (1 \div 1,5)b. \quad (145)$$

Зазор между валом и нажимной втулкой (грундбуксой) принимают из условия

$$\delta = \min \left\{ \left(\frac{1}{200} \div \frac{1}{250} \right) d_{\delta}; 0,8 \right\}. \quad (146)$$

Примерно такой же зазор принимают между нажимной втулкой и сальниковой камерой.

Торцевую поверхность втулки и дно сальниковой коробки (в том случае если грундбукса не устанавливается) выполняют с расточкой на конус (120°).

Внутренний минимальный диаметр стяжных болтов или шпилек определяют по формуле

$$d_{\delta} = \sqrt{\frac{3(D_c^2 - d_{\delta}^2)p}{n_{\delta}[\sigma]_p}}, \quad (147)$$

где D_c – диаметр расточки корпуса сальника, м; d_{δ} – диаметр вала, м; p – давление в аппарате, МПа; n_{δ} – число болтов или шпилек, выбираемое из конструктивных соображений из ряда: 2; 4; 6; 8; 12 и далее кратное 4; $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, болтов (шпилек), которое исходя из условий длительной эксплуатации, принимается равным 25–35 МПа, причем большие значения рекомендуется принимать при $p > 3$ МПа).

Для монтажа сальника на крышку аппарата удобно применять фланцевую бобышку, поэтому диаметр основания сальника, диаметр болтовой окружности и число шпилек для крепления сальника к бобышке принимают по соответствующей бобышке.

Пример 17

Рассчитать сальниковое уплотнение вала к примеру 16. После расчета размеров сальника уточнить мощность, необходимую на преодоление сил трения вала о сальниковую набивку, при условии использования набивки ХБП-31 и, если потребуется, мощность электродвигателя.

Решение

Для вала диаметром 50 мм сечение сальниковой набивки по формуле (137) составит

$$b = 1,5\sqrt{50} = 10,6 \approx 10 \text{ мм.}$$

Ширина сальниковой камеры по формуле (139):

$$D_c = 50 + 2 \cdot 10 = 70 \text{ мм.}$$

В сальник уложим 6 пасм набивки, фонарное кольцо не устанавливаем, тогда глубина сальниковой коробки

$$H_c = 6 \cdot 10 = 60 \text{ мм.}$$

Высота цилиндрической части нажимной втулки по формуле (142):

$$h_{\delta} = 0,4 \cdot 60 = 24 \text{ мм.}$$

Высота грундбуксы по условию (144):

$$h_z = \max \left\{ \frac{1}{3} \cdot 50; 20 \right\} = \max \{20; 20\} = 20 \text{ мм.}$$

Посадочный диаметр грундбуксы по формуле (145):

$$D_z = 50 + 110 = 60 \text{ мм.}$$

Зазор между валом и нажимной втулкой по формуле (146):

$$\delta = \min \left\{ \frac{1}{250} \cdot 50; 0,8 \right\} = \min \{0,2; 0,8\} = 0,2 \text{ мм.}$$

Внутренний минимальный диаметр резьбы стяжных болтов по формуле (147):

$$d_\phi = \sqrt{\frac{3 \cdot (0,07^2 - 0,05^2) \cdot 0,4}{4 \cdot 25}} = 0,005 \text{ м или } 5 \text{ мм,}$$

где 0,4 – абсолютное давление в аппарате, МПа; 4 – число болтов (шпилек) для закрепления втулки сальника.

Принимаем для закрепления втулки сальника с запасом 4 шпильки М10 по ГОСТ 22032–76.

Толщина фланца нажимной втулки по формуле (143):

$$h_n = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ мм.}$$

При известных размерах сальника можно вычислить мощность, требуемую на преодоление сил трения в сальнике, по формуле (129):

$$N_2 = 1,48 \cdot 0,2 \cdot 0,85 \cdot 0,05^2 \cdot 0,06 \cdot 0,4 \cdot 10^6 = 15 \text{ Вт.}$$

При определении мощности на валу мешалки нами был взят поправочный коэффициент к N_1 , равный 1,2, т.е. 20%. Это составляет $897 \cdot 0,2 = 179,4$ Вт, что значительно превышает расчетную N_2 .

4.4. Расчет ступицы и выбор шпонки

Крепление рабочего органа мешалки на валу осуществляется с помощью шпоночного или шлицевого соединения (рис. 4.4, 4.5). Шпоночные и шлицевые соединения служат также для передачи вращающего момента от вала к ступице мешалки.

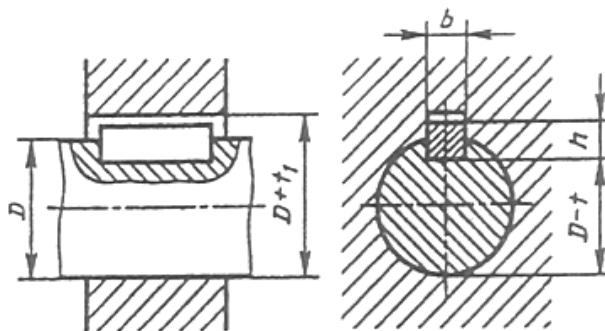


Рис. 4.4. Шпоночное соединение

Наиболее простым по конструкции является шпоночное соединение.

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица рабочего органа мешалки. Шпонка представляет собой стальной брусок, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы.

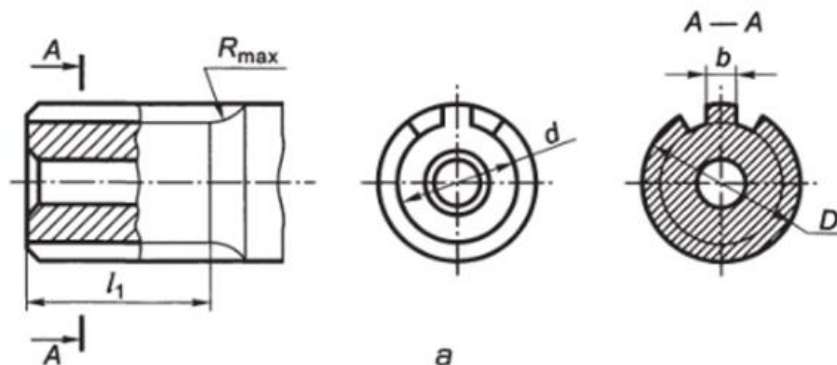


Рис. 4.5. Шлицевое соединение

Длина ступицы определяется по формуле

$$l_{cm} = (1,0 \div 1,5)d_1, \quad (148)$$

наружный диаметр ступицы равен

$$d_{cm} = (1,5 \div 1,7)d_1, \quad (149)$$

где d_1 – диаметр посадочного отверстия в ступице (условно принимается $d_1 = d_в$, то есть равным диаметру вала).

Шпонку выбирают по таблицам ГОСТ 23360-78 (или ГОСТ 24071-97) в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки принимается из стандартного ряда на 5–10 мм меньше длины ступицы.

Для предотвращения продольного смещения рабочего органа мешалки можно использовать различные способы (рис. 4.6). Крепежные изделия для этих соединений (шайбы, винты, гайки и т.п.) принимают по соответствующим ГОСТам.

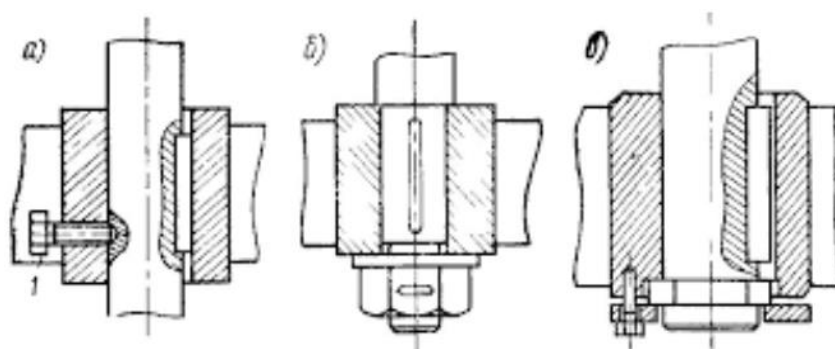


Рис. 4.6. Способы крепления рабочего органа мешалки на валу: а) с помощью стопорного винта; б) с помощью концевой гайки; в) с помощью накладки

Пример 18

Рассчитать размеры ступицы, выбрать шпонку, концевую гайку и шплинт для крепления рабочего органа мешалки на валу к примеру 16.

Решение

Длину и наружный диаметр ступицы определим по формулам (148 и 149):

$$l_{cm} = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ мм}; \quad d_{cm} = 1,6 \cdot 50 = 80 \text{ мм}.$$

Принимаем призматическую шпонку 16×10×70 по ГОСТ 23260-78 (Приложение К).

Для крепления рабочего органа мешалки на валу принимаем концевую гайку М42 по ГОСТ 5915-70 и шплинт 8×90 по ГОСТ 397-79.

4.5. Контрольные задачи

4.5.1. Рассчитать диаметр вала и мощность электродвигателя для привода пропеллерной мешалки, установленной в купажном аппарате рабочим объемом 1,6 м³ и внутренним диаметром 1,2 м. Купажный аппарат представляет собой цилиндрический резервуар с неотбортованным коническим днищем, высота конического днища 0,4 м. Плотность перемешиваемого купажа составляет 1205 кг/м³, вязкость купажа 0,0016 Па·с. Вал мешалки изготовлен из стали 45 (допускаемое напряжение на кручение 12·10⁶ Па).

4.5.2. Определить диаметр вала и мощность электропривода для пропеллерной мешалки в осахаривателе разваренной массы рабочим объемом 2,5 м³. Осахариватель представляет собой цилиндрический резервуар с эллиптическим днищем диаметром 1,5 м. Плотность разваренной массы 1070 кг/м³.

4.5.3. Определить диаметр вала и мощность электропривода для лопастной мешалки, установленной в заторном аппарате объемом 5 м³. Затор готовится с гидромодулем 1:4.

4.5.4. Рассчитать диаметр вала и мощность электропривода для рамной мешалки, установленной в рассиропнике мелассы периодического действия. Аппарат имеет рабочий объем 10 м³ и диаметр 3,5 м. Меласса смешивается с водой в соотношении 1:3.

4.5.5. Рассчитать диаметр вала и мощность электропривода для пропеллерной мешалки, установленной в бродильно-купажном аппарате для производства кваса брожения. Аппарат имеет рабочий объем 6 м³ и диаметр 1,8 м.

5. РАСЧЕТ ОПОР АППАРАТОВ

5.1. Основные конструкции опор вертикальных аппаратов

Опоры служат для установки аппаратов на фундаменты и несущие конструкции. Широко применяются **опорные стойки** при установке аппаратов на полу или на фундаментах (рис. 5.1) и **опорные лапы** – при подвешивании их между перекрытиями (рис. 5.2). Стойки и лапы имеют отверстия для крепления оборудования к фундаменту и перекрытию. Реже, чем лапы, применяют опоры из труб, уголков и другого фасонного проката (рис. 5.3).

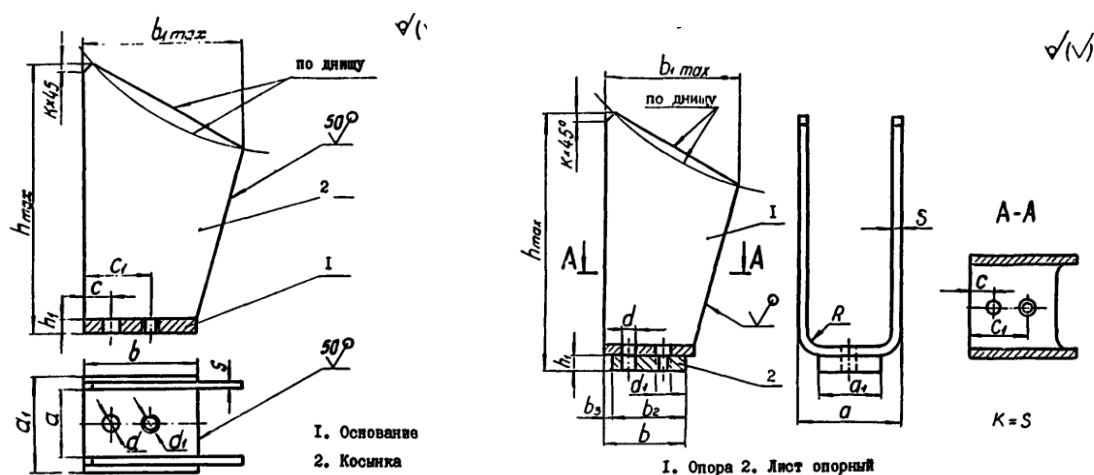


Рис. 5.1. Стойки для установки аппаратов на фундаменте:

а – сварные, б – штампованные

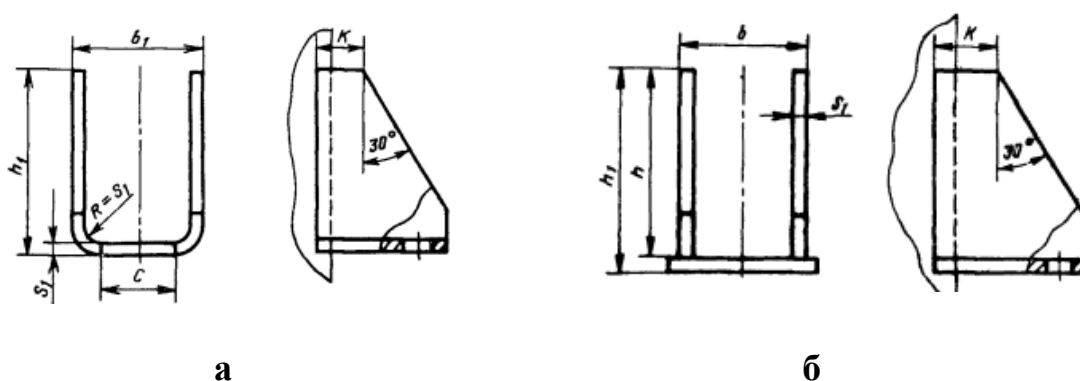


Рис. 5.2. Лапы для подвешивания аппаратов между перекрытиями:

а – штампованные, б – сварные

При наличии нижних опор аппарат устанавливают на три или четыре точки, при подвеске между перекрытиями делают обычно четыре лапы, хотя возможна установка легких аппаратов и на две.

У стальных сварных аппаратов лапы приваривают к корпусу, у литых отливают заодно с корпусом. В зависимости от толщины стенки кор-

пуса опоры и лапы приваривают непосредственно к корпусу или к накладному листу.

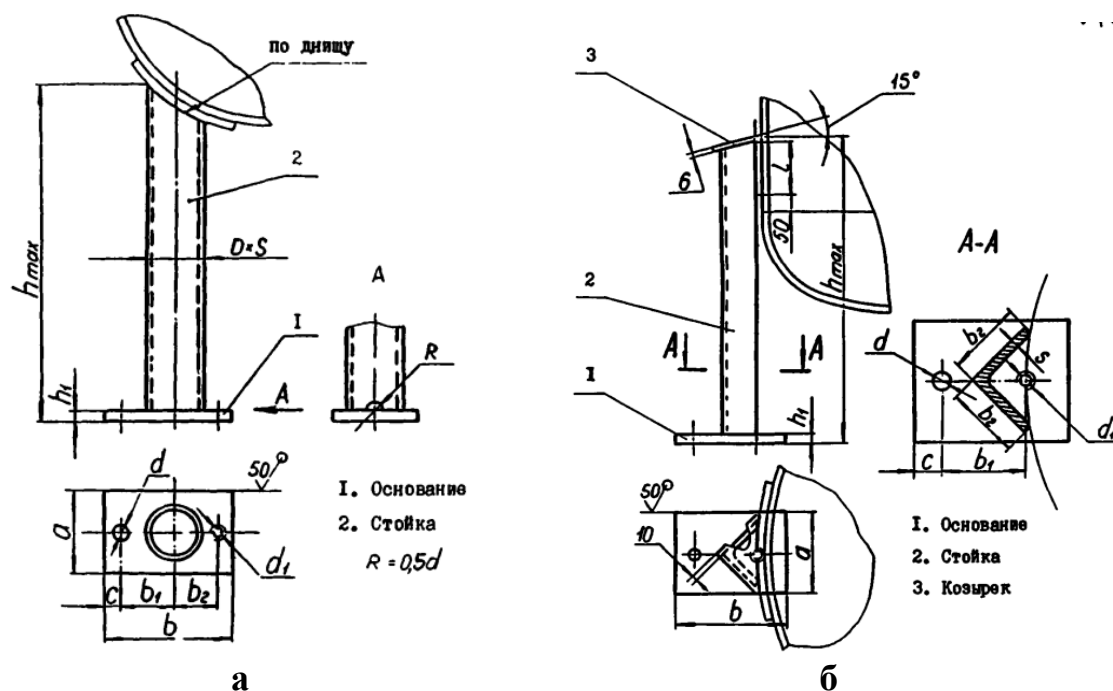


Рис. 5.3. Опоры – стойки из труб (а) и уголков (б)

5.2. Расчет и выбор опор (лап) вертикальных аппаратов

Стандартные опоры расчетом, как правило, не проверяются, а выбираются на требуемую нагрузку по справочным таблицам. Требуется, однако, проводить проверку прочности корпуса аппарата в месте крепления опорных узлов и прочности сварных швов в местах приварки опорных узлов к корпусу.

Нагрузка на опору зависит от осевой силы P и изгибающего момента от внешних нагрузок M . Осевая сила возникает в основном за счет весовых нагрузок. В расчет принимают максимальный вес аппарата при его эксплуатации или испытании. При определении максимального веса аппарата необходимо учитывать вес термоизоляции, футеровки, площадок и трубопроводов, опирающихся на аппараты, а также вес воды при гидравлическом испытании. Изгибающий момент возникает от горизонтальных сил, действующих на аппарат, – ветровых и сейсмических нагрузок, а также реакции трубопроводов, присоединенных к аппарату.

Необходимо учитывать возможную неравномерность распределения нагрузок по опорам. Так, при наличии четырех опор считают, что возможно опирание аппарата только на две опоры, поэтому в формулы расчета вводят поправочный коэффициент λ .

Расчетная нагрузка на одну опору определяется по формуле

$$Q = \frac{\lambda_1 P}{z} + \frac{\lambda_2 M}{D + 2e}, \quad (148)$$

где λ_1 и λ_2 – коэффициенты, зависящие от числа опор z (табл. 5.1), P – максимальная осевая нагрузка, действующая на аппарат, кН; M – изгибающий момент (в расчетах, имеющих чисто учебную цель, можно принять $M=0$); D – внутренний диаметр аппарата, e – расстояние от стенки аппарата до середины опорной площадки лапы, м.

Таблица 5.1

Значения коэффициентов λ_1 и λ_2 в зависимости от числа опор z

Коэффициенты	Количество опор (z)		
	2	3	4
λ_1	1	1	2
λ_2	1	1,3	1

Максимальную осевую нагрузку, действующую на аппарат, находят по формуле

$$P = m \cdot g, \quad (149)$$

где m – полная масса аппарата в нагруженном состоянии, кг; g – ускорение свободного падения, (9,81 м/с²).

Расстояние от стенки аппарата до середины опорной площадки лапы вычисляют по формуле

$$e = 0,5(b + f_{\max} + s_0 + s_n), \quad (150)$$

где b и $f_{\max}$ принимаются в зависимости от выбранной опоры по приложению Л, s_0 – толщина стенки аппарата в конце срока службы, вычисляемая по формуле

$$s_0 = s - c, \quad (151)$$

где s – исполнительная толщина стенки, мм; c – прибавка на коррозию, мм; s_n – толщина накладного листа, м.

Для подвесной опоры проводят проверку прочности стенки под опорой-лапой.

Осевое напряжение от внутреннего давления p и изгибающего момента M определяют по формуле

$$\sigma_m = \frac{pD}{4s_0} + \frac{4M}{\pi \cdot D^2 s_0}, \quad (152)$$

где D – внутренний диаметр аппарата, мм; p – внутреннее давление в аппарате, МПа.

Кольцевое (окружное) напряжение от внутреннего давления

$$\sigma_k = \frac{pD}{2s_0}. \quad (153)$$

В качестве расчетного мембранного напряжения от основных нагрузок принимают наибольшее из двух рассчитанных напряжений

$$\sigma_0 = \max\{\sigma_m; \sigma_k\}. \quad (154)$$

Максимальное мембранное напряжение от основных нагрузок и реакции опоры

$$\sigma_M = \sigma_0 + K_1 \frac{Q \cdot e}{D \cdot s_0^2}, \quad (155)$$

максимальное изгибающее напряжение от реакции опоры

$$\sigma_u = K_2 \frac{Q \cdot e}{h \cdot s_0^2}, \quad (156)$$

где h – высота опоры, мм (Приложение Л); коэффициенты K_1 и K_2 принимаются по диаграмме (рис. 5.5 и 5.6) в зависимости от параметров

$$\gamma = D/(2s_0) \text{ и } h/D. \quad (157)$$

В формулах (155) и (156) величина Q должна быть выражена в МН.

Условие прочности имеет вид

$$\left(\frac{\sigma_M}{\sigma_T} \right)^2 + \frac{0.8}{A} \frac{\sigma_u}{\sigma_T} \leq 1, \quad (158)$$

где $A=1,0$ для эксплуатационных условий; $A=1,2$ для условий транспортирования, монтажа и гидравлических испытаний; σ_T – предел текучести, МПа (Приложение М), определяется в зависимости от сорта стали, из которой изготовлен корпус аппарата.

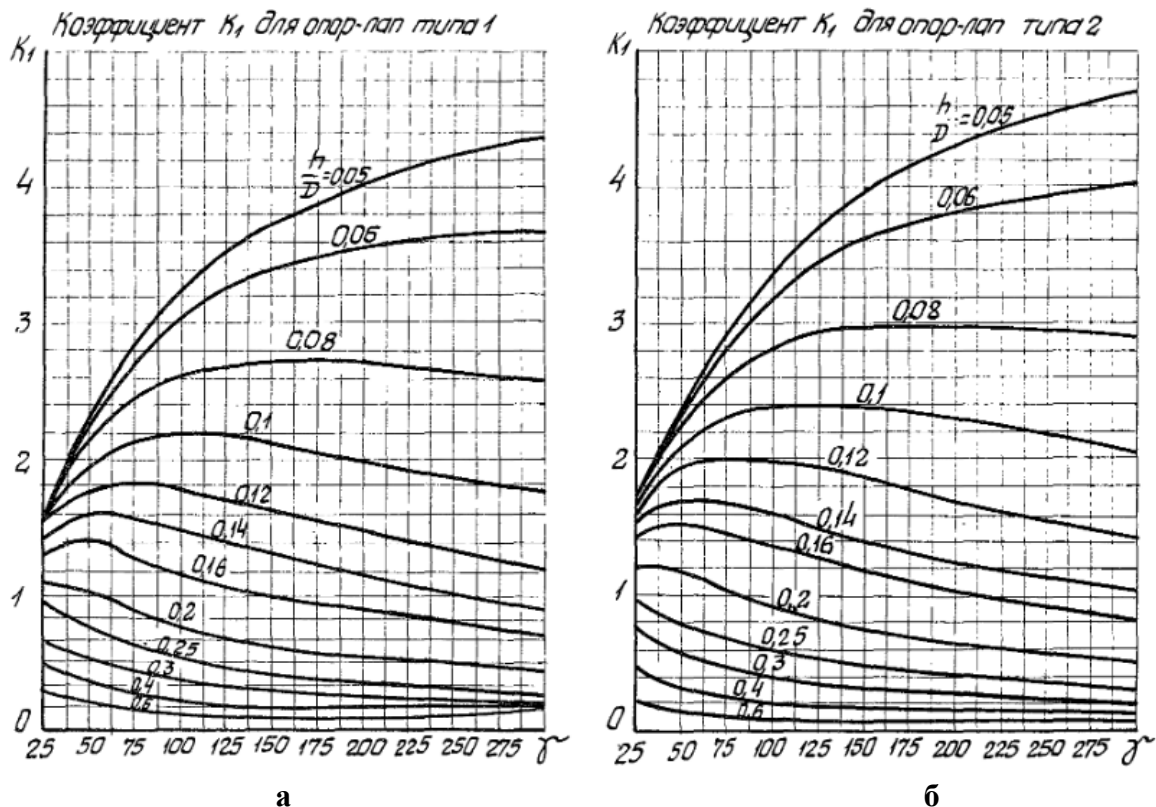


Рис. 5.5. Коэффициент K_1 для опор типа 1 (а) и типа 2 (б)

Если условие (156) не выполняется, необходимо применить накладной лист. Расчет напряжений при наличии накладного листа производится по тем же формулам (155-156), но вместо коэффициентов K_1 и K_2 подставляют коэффициенты K_3 и K_4 , определяемые по соответствующим диаграммам (рис. 5.7 и 5.8), вместо h – высоты опоры подставляют H – высоту накладного листа (приложение П).

Толщина листа определяется по формуле

$$s_n = \sqrt{K_5 Q / (A \cdot \sigma_T)}, \quad (159)$$

где коэффициент K_5 принимают по диаграмме (рис. 5.9); Q – расчетная нагрузка на одну опору, МН; коэффициент A принимают аналогично формуле (158).

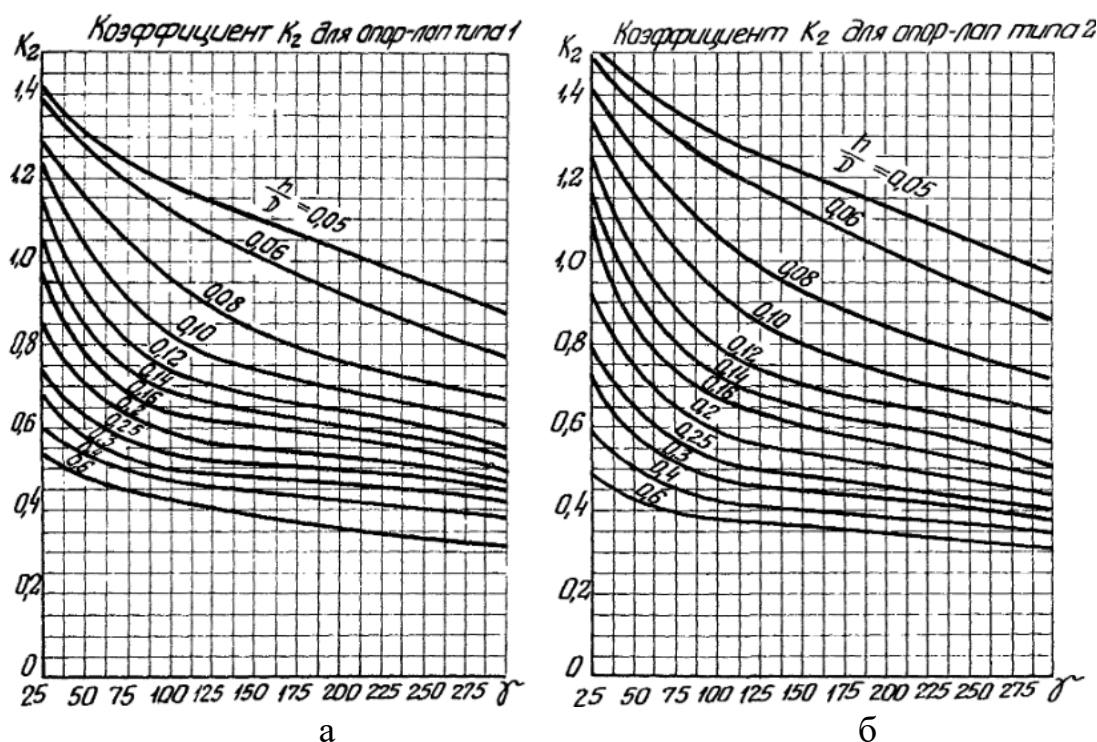
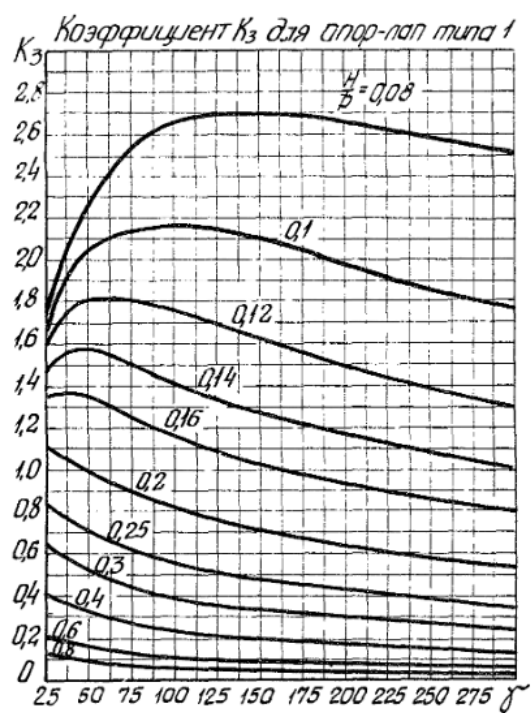
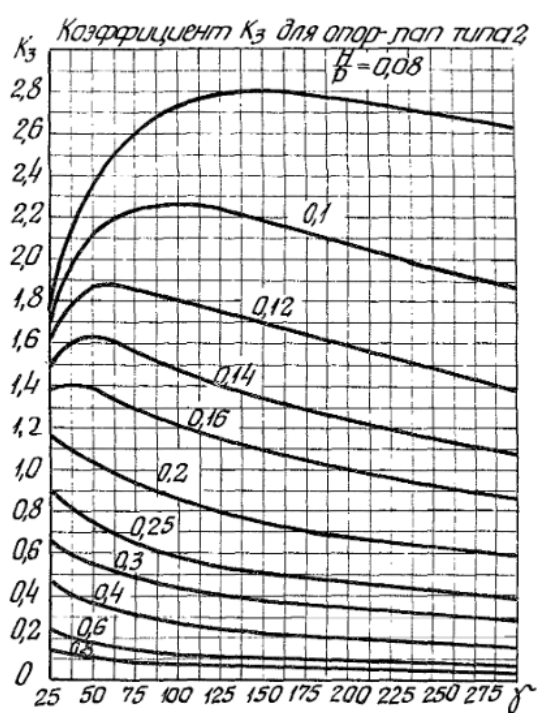


Рис. 5.6. Коэффициент K_2 для опор типа 1 (а) и типа 2 (б)

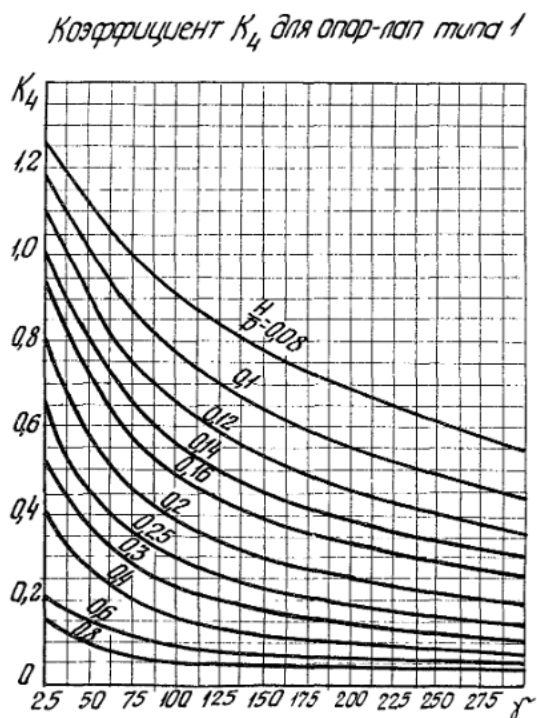


а

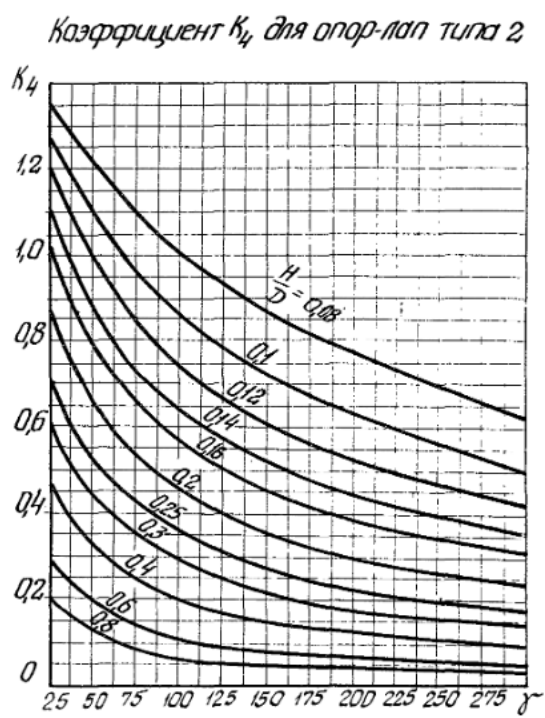


б

Рис. 5.7. Коэффициент K_3 для опор типа 1 (а) и типа 2 (б)



а



б

Рис. 5.8. Коэффициент K_4 для опор типа 1 (а) и типа 2 (б)

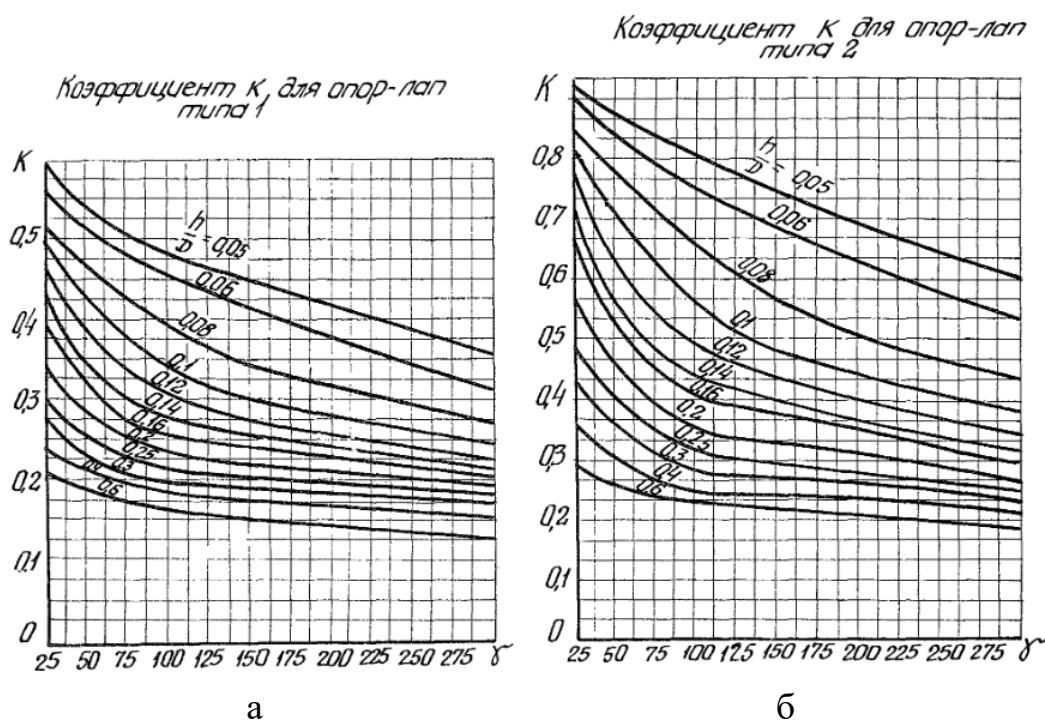


Рис. 5.9. Коэффициент K_5 для опор типа 1 (а) и типа 2 (б)

Прочность угловых сварных швов, соединяющих ребра опор с корпусом аппарата, проверяют по условию

$$Q/(0,7kl_{ш}) \leq [\tau], \quad (160)$$

где k – катет шва (0,008 м); $l_{ш}$ – общая длина швов, м; $[\tau]$ – допускаемое напряжение для материала швов, МПа; Q – максимальная нагрузка на одну опору, МН.

Общую длину швов определяют по формуле

$$l_{ш} = 2nh, \quad (161)$$

где n – число ребер в одной опоре (обычно $n=2$), h – высота опорной лапы, м.

Допускаемое напряжение для материала швов

$$[\tau] = 0,6\phi[\sigma], \quad (162)$$

где ϕ – коэффициент прочности сварного шва (0,8–1); $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение в материале опор при расчетной температуре, МПа.

Пример 19

Выбрать стандартные лапы для подвешивания между перекрытиями аппарата, имеющего полную рабочую массу 8 т и работающего в условиях внутреннего давления 0,5 МПа и температуры 20°C. Аппарат изготовлен из стали 20 и опирается на 4 опоры, изготовленные из того же материала.

Внутренний диаметр аппарата 1200 мм. Толщина стенки аппарата в конце срока службы составляет 6 мм. Провести проверку прочности корпуса аппарата в месте крепления опорных узлов и прочности сварных швов в местах приварки опорных узлов к корпусу. Изгибающим моментом пренебречь.

Решение

Осевая сила по формуле (149) будет равна:

$$P = 8000 \cdot 9,81 = 78480 \text{ Н.}$$

Для определения расчетной нагрузки на одну опору воспользуемся формулой (148), в которой вторым слагаемым пренебрегаем, так как $M=0$:

$$Q = \frac{\lambda_1 P}{z} = \frac{2 \cdot 78480}{4} = 39240 \text{ Н или } 39,24 \text{ кН.}$$

По приложению Л выбираем стандартную опору тип 1 (так как температура в аппарате 20°C, изоляция не требуется) на нагрузку 40,0 кН.

Далее проводим проверку прочности стенки под опорой.

При условии $M=0$ σ_k всегда будет больше σ_m . Поэтому определяем только кольцевое напряжение от внутреннего давления по формуле (153):

$$\sigma_k = \sigma_0 = \frac{0,5 \cdot 1,2}{2 \cdot 0,006} = 50 \text{ МПа.}$$

Расстояние от стенки аппарата до середины опорной площадки лапы вычисляем по формуле (150):

$$e = 0,5(0,185 + 0,05 + 0,006) = 0,1205 \text{ м,}$$

где 0,185 и 0,005 – геометрические размеры выбранной опоры, м (приложение Л).

Для определения коэффициента K_1 найдем параметры γ и h/D по формуле (157):

$$\gamma = \frac{1,2}{2 \cdot 0,006} = 100; \quad \frac{h}{D} = \frac{0,295}{1,2} = 0,25.$$

При этих значениях по диаграмме (рис. 5.1 а) находим $K_1=0,6$.

Максимальное мембранное напряжение от основных нагрузок и реакции опоры по формуле (155):

$$\sigma_M = 50 + 0,6 \cdot \frac{0,03924 \cdot 0,1205}{1,2 \cdot 0,006^2} = 115,7 \text{ МПа.}$$

Максимальное изгибающее напряжение от реакции опоры по формуле (156):

$$\sigma_u = 0,54 \cdot \frac{0,03924 \cdot 0,1205}{0,295 \cdot 0,006^2} = 249,4 \text{ МПа,}$$

где $K_2=0,54$ (по рис. 5.6 а).

Условие прочности (158):

$$\left(\frac{115,7}{220}\right)^2 + \frac{0,8}{1,2} \cdot \frac{249,4}{220} = 1,032.$$

Таким образом, условие прочности не выполняется. Необходим накладной лист. Вычисляем необходимую толщину накладного листа по формуле (159):

$$s_n = \sqrt{0,21 \cdot 0,03924 / (1,2 \cdot 220)} = 0,0056 \text{ м или } 5,6 \text{ мм},$$

где $K_5=0,21$ (по рис. 5.9 а).

По приложению М принимаем накладной лист толщиной 8 мм и высотой 405 мм.

Расстояние от стенки аппарата до середины опорной площадки лапы при наличии накладного листа вычисляем по формуле (150):

$$e = 0,5(0,185 + 0,05 + 0,006 + 0,008) = 0,1245 \text{ м}.$$

По рис. 5.7 а и 5.8 а $K_3=0,56$; $K_4=0,3$.

Максимальное мембранное напряжение от основных нагрузок и реакции опоры по формуле (155):

$$\sigma_M = 50 + 0,56 \cdot \frac{0,03924 \cdot 0,1245}{1,2 \cdot 0,006^2} = 113,3 \text{ МПа}.$$

Максимальное изгибающее напряжение от реакции опоры по формуле (156):

$$\sigma_u = 0,3 \cdot \frac{0,03924 \cdot 0,1245}{0,405 \cdot 0,006^2} = 100,5 \text{ МПа},$$

Проверяем условие прочности (158):

$$\left(\frac{113,3}{220}\right)^2 + \frac{0,8}{1,2} \cdot \frac{100,5}{220} = 0,57.$$

Условие прочности выполняется.

Далее проводим проверку прочности угловых сварных швов, соединяющих ребра опоры с корпусом аппарата.

Общую длину швов определяем по формуле (161):

$$l_{ш} = 2 \cdot 2 \cdot 0,295 = 1,18 \text{ м}.$$

Допускаемое напряжение для материала швов вычисляем по формуле (162):

$$[\tau] = 0,6 \cdot 0,8 \cdot 147 = 70,56 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (160)

$$\frac{0,03924}{0,7 \cdot 0,008 \cdot 1,18} \leq 70,56$$

выполняется.

5.3. Расчет и выбор опор горизонтальных аппаратов

Опоры для горизонтальных аппаратов чаще всего выполняют сварными, иногда литыми или из бетона и кирпича. Обычно горизонтальный аппарат опирается на две опоры, но при большой длине аппарата число опор увеличивают. Расстояние между опорами должно быть не более 8–10 м, угол опирания горизонтальной опоры желательно делать не менее 120° .

Во время эксплуатации вследствие нагревания или охлаждения аппараты меняют свою длину. Для уменьшения температурных напряжений одну опору делают неподвижной, а другие – подвижными, обеспечивающими свободное перемещение аппарата относительно несущей конструкции. Расстояние между неподвижной и подвижной опорой выбирается так, чтобы температурные удлинения аппарата между смежными опорами не превышали 35 мм. При этом опора перемещается по плоскому подкладному листу, который перед установкой аппарата смазывается графитовой смазкой.

Если температурные удлинения велики, то устанавливают катучие опоры. Эти опоры имеют ролики или катки, размещенные между опорой и опорной плитой несущей конструкции.

Седловые опоры выбирают по ОСТ 26-1265-75 по нагрузке и диаметру аппарата. Седловые опоры типов 2 и 3 (рис. 5.10) предназначены для аппаратов наружным диаметром от 800 до 4000 мм.

Опорный лист выбирается в зависимости от диаметра аппарата и приваривается к обечайке прерывистым швом. Сварка деталей седловых опор между собой выполняется сплошными односторонними угловыми или тавровыми швами, а опоры – прерывистыми двухсторонними угловыми швами. Приварка опоры сплошным односторонним угловым швом без опорного листа непосредственно к корпусу аппарата допускается только для опоры типа 1.

При расчете горизонтального аппарата, установленного на седловых опорах, его рассматривают как балку, лежащую на опорах и нагруженную равномерной распределенной нагрузкой. Расчет ведут по РТМ 26-110–77, ГОСТ 31233.5-2017. При расчете определяют изгибающие моменты в середине аппарата и под опорой.

Расчет на прочность от действия давления проводят аналогично расчету тонкостенной оболочки нагруженной внутренним давлением, причем расчетное давление в формуле (6) принимают как сумму гидростатического и избыточного газового давления.

Расчетная схема нагружения аппарата, опирающегося на две седловые опоры, приведена на рис. 5.11.

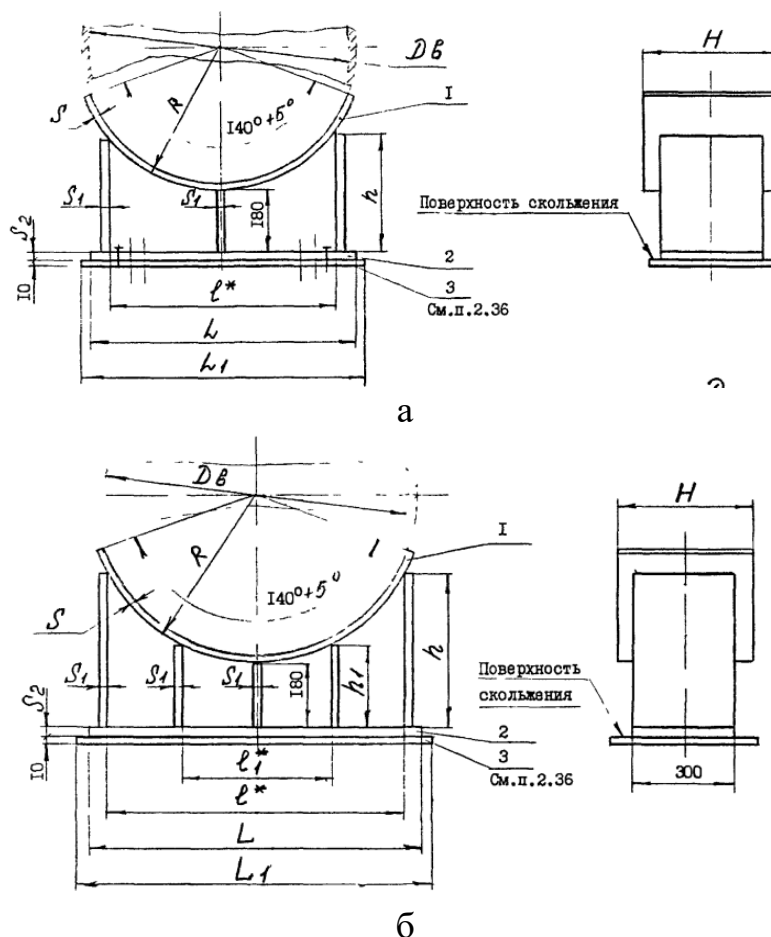


Рис. 5.10. Седловые опоры тип 2 (а) и тип 3 (б)

Линейно распределенный вес аппарата (Н/м) определяют по формуле

$$q = \frac{P}{L + \frac{4}{3}H}, \quad (163)$$

где P – вес аппарата вместе с содержимым в условиях эксплуатации или монтажа, Н; L – длина цилиндрической части аппарата, включая высоту цилиндрической отбортовки днища; H – высота выпуклой части днища (без отбортовки), м.

Изгибающие моменты на консолях аппарата (Н·м) вычисляют по формуле

$$M_0 = q \frac{D^2}{16}, \quad (164)$$

где D – диаметр аппарата, м.

Опорное вертикальное усилие F определяют по формуле

$$F_i = \frac{P}{2}. \quad (165)$$

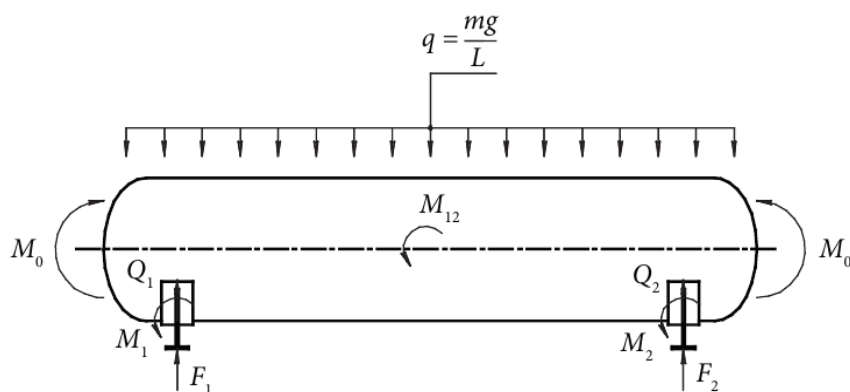


Рис. 5.11. Схема нагружения горизонтального аппарата, опирающегося на две седловые опоры: F_1, F_2 – опорные усилия; M_1, M_2 – изгибающие моменты над опорами; M_0 – изгибающий момент на консоли; M_{12} – изгибающий момент в пролете между опорами; Q_1, Q_2 – поперечные усилия в сечениях над опорами; q – линейно распределенный вес аппарата, L – приведенная длина аппарата

Изгибающие моменты вычисляют в сечении обечайки над опорами и между опорами, где они имеют наибольшие значения. Для расчетной схемы, приведенной на рис. 5.11, изгибающий момент над опорами (Н·м) вычисляют по уравнению

$$M_i = \frac{Qe^2}{2} - M_0, \quad (166)$$

где e – длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, м.

Максимальный изгибающий момент между опорами определяют по формуле

$$M_{12} = M_0 + F_1 \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3}H \right)^2, \quad (167)$$

где a – длина свободно выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, м, вычисляемая по формуле

$$a = \frac{L - l_{12}}{2}, \quad (168)$$

где l_{12} – расстояние между опорами, м.

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой определяют по формуле

$$Q_i = \frac{L - 2a}{L + \frac{4}{3}H} F_1. \quad (169)$$

Проверку прочности и устойчивости в пролете между опорами для аппаратов, работающих в условиях внутреннего избыточного давления, осуществляют по условиям

$$\frac{pD}{4(s-c)} + \frac{4M_{12}K_9}{\pi D^2(s-c)} \leq [\sigma]\varphi, \quad \frac{M_{12}}{[M]} \leq 1,0 \quad (170, 171)$$

где K_9 – вспомогательный коэффициент, учитывающий частичное заполнение аппарата жидкостью.

Допустимый изгибающий момент определяют по уравнению

$$[M] = \frac{M_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{II}}{[M]_E} \right)^2}}, \quad (172)$$

где

$$M_{II} = \frac{\pi}{4} D(D-s-c)(s-c)[\sigma]\varphi, \quad (173)$$

$$M_E = \frac{8,9 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^{2,5}, \quad (174)$$

где n_y – коэффициент запаса устойчивости (в рабочих условиях равен 2,4).

Вспомогательный коэффициент K_9 вычисляют по формуле

$$K_9 = \max\{1,6 - 0,20924(x-1) + 0,028702x(x-1) + \\ + 0,4795 \cdot 10^{-3} y(x-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} xy(x-1) - \\ - 0,29936 \cdot 10^{-2} (x-1)x^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} (x-1)y^2 + \\ + 0,88174 \cdot 10^{-6} x^2(x-1)y - 0,75955 \cdot 10^{-6} y^2(x-1)x + \\ + 0,827448 \cdot 10^{-4} (x-1)x^3 + 0,48168 \cdot 10^{-9} (x-1)y^3; 1,0\} \quad (175)$$

$$\text{где } x = \frac{L}{D}; \quad y = \frac{D}{s-c}.$$

Пример 20

Горизонтальный аппарат внутренним диаметром 1200 мм и длиной цилиндрической обечайки 2000 мм, имеющий эллиптические днища высотой 300 мм (без отбортовки), опирается на две седловые опоры, расстояние между которыми 1600 мм. Аппарат изготовлен из стали 09Г2С, толщина стенки обечайки и днища 6 мм, прибавка на компенсацию коррозии 1 мм. Расчетная температура в рабочем режиме нагружения 100°C. Внутреннее избыточное давление 0,3 МПа. Дополнительные внешние изгибающие моменты и осевые силы, действующие на аппарат, отсутствуют. Масса аппарата в рабочем режиме 5000 кг. Выбрать стандартные седловые опоры и провести проверку узла опирания аппарата на опоры.

Решение

Определяем вес аппарата по формуле (149):

$$P = 5000 \cdot 9,81 = 49050 \text{ Н.}$$

Распределенную по длине аппарата нагрузку от его веса определим по уравнению (163):

$$q = \frac{49050}{2 + \frac{4}{3} \cdot 0,25 \cdot 1,2} = 20438 \text{ Н/м.}$$

Изгибающие моменты на консолях аппарата по формуле (164):

$$M_0 = 20438 \cdot \frac{1,2^2}{16} = 1839 \text{ Н·м.}$$

Опорное вертикальное усилие (нагрузка на одну опору) определяем по формуле (165):

$$F_1 = F_2 = \frac{49050}{2} = 24525 \text{ Н.}$$

Длину свободно выступающей части эквивалентного сосуда, вычисляем, исходя из геометрии сосуда (рис. 5.11) по формуле

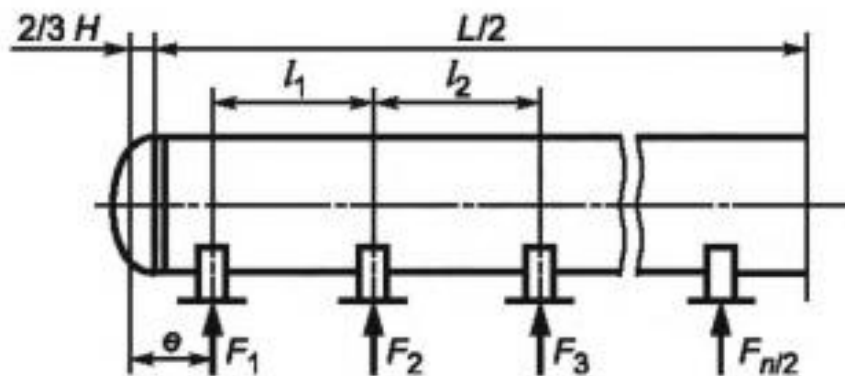


Рис. 5.11. Длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда

по формуле (168):

$$a = \frac{L - l_{12}}{2} \quad (168)$$

Изгибающий момент в сечении обечайки над опорами по формуле (166):

$$P = 57600 \cdot 9,81 = 565056 \text{ Н} \approx 565 \text{ кН.}$$

Определяем максимальную нагрузку на 1 опору (изгибающим моментом M в данном расчете пренебрегаем)

$$Q = \frac{2 \cdot 565}{4} = 282,5 \text{ кН.}$$

По справочной таблице выбираем опорные лапы типа 1 на максимальную нагрузку 400 кН с высотой 810 мм.

Проводим проверку прочности сварных швов. Общая длина сварных швов

$$l_{\text{ш}} = 2 \cdot 2 \cdot 0,81 = 3,24 \text{ м.}$$

Допускаемое напряжение для материала швов $[\tau]=0,61 \cdot 1 \cdot 140=84$ МПа (коэффициент прочности сварного шва 1, допускаемое напряжение для стали Ст3 при рабочей температуре 20°C и толщине листа свыше 20 мм составляет 140 МПа).

Проверка условия прочности

$$\frac{0,3}{0,7 \cdot 0,008 \cdot 3,24} 16,53 \leq 84$$

т.е. условие прочности выполняется.

5.4. Расчет и выбор стоек вертикальных аппаратов

Опорные стойки, 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 (то есть повышают риск потери устойчивости), не рекомендуется использовать данный тип опор для аппаратов, работающих под наружным избыточным давлением.

5.4.1. Расчет узла опирания эллиптического днища на пластинчатую опорную стойку

Схема узла опирания на опорную пластинчатую стойку приведена на рис. 5.12. 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. Метод расчета применяют только для эллиптических днищ, нагруженных внутренним давлением.

Формулы применяют при соблюдении следующих условий для эллиптических днищ:

$$0,003 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,02, \quad (176)$$

$$d_4/D \geq 0,7, \quad (177)$$

$$0,1 \leq \frac{l}{D} \leq 0,35, \quad (178)$$

$$b_3 \geq 1,2l, \quad (179)$$

$$b_2 \geq 0,6b_3, \quad (180)$$

$$s_2 \geq s_1, \quad (181)$$

где s_1 – исполнительная толщина стенки выпуклого днища, м; c – сумма прибавок к расчетной толщине стенки днища, м; D – внутренний диаметр цилиндрической обечайки или выпуклого днища, м; d_4 – диаметр опорной

окружности (диаметр сечения, проходящего через середину линии контакта опоры с днищем), м; l – длина линии контакта опоры с днищем, м; b_2 – ширина подкладного листа, м; b_3 – длина подкладного листа, м; s_2 – толщина подкладного листа, м.

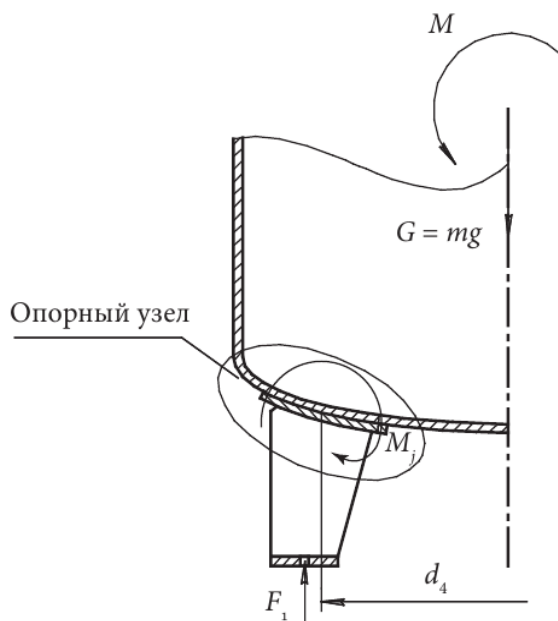


Рис. 5.12. Узел опирания на опорную стойку: F_1 – опорное усилие; M – внешний изгибающий момент; G – нагруженный вес аппарата; M_j – локальный изгибающий момент; d_4 – диаметр окружности опирания

Вертикальное усилие на опорную стойку (H) вычисляют по уравнениям:

$$\text{– для 3 стоек} \quad F_1 = \frac{P}{3} + \frac{M}{0,75d_4}, \quad (182)$$

$$\text{– для 4 стоек} \quad F_1 = \frac{P}{2} + \frac{M}{d_4}. \quad (183)$$

Изгибающий момент, передаваемый опорой на днище, вычисляют по уравнению

$$M_1 = \frac{F_1(b_{1\max} - b_0 + K)}{2}, \quad (184)$$

где $b_{1\max}$ – максимальная длина ребра опоры, м; b_0 – длина плиты основания опорной стойки, м; K – скос ребра опорной пластинчатой стойки, м (см. рис. 5.13).

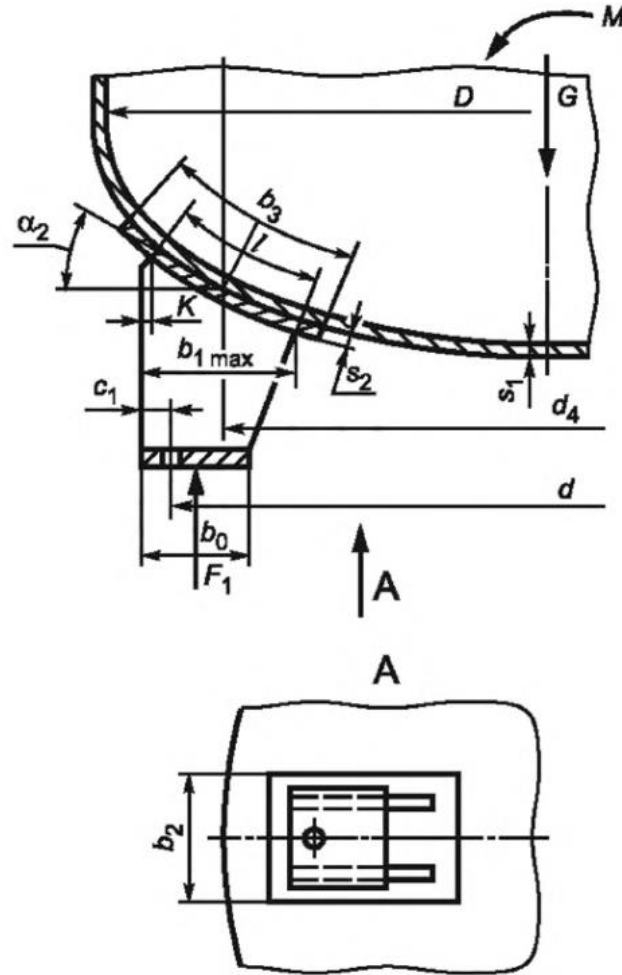


Рис. 5.13. Опорная стойка на эллиптическом днище

Проверка несущей способности эллиптического днища в опорном узле. Несущую способность днища в месте приварки опорной лапы следует проверять по формуле

$$\frac{F_1 \cos \alpha_2}{[F]_1} + \frac{M_1}{[M]_1} + \frac{p}{[p]} \leq 1, \quad (185)$$

где $[F]_1$ – допускаемое осевое усилие, вычисляемое по формуле (186), Н; $[M]_1$ – допускаемый изгибающий момент для неподкрепленного эллиптического днища, вычисляемый по формуле (188), Н·мм; $[p]$ – допускаемое внутреннее избыточное давление в центральной зоне выпуклого днища, МПа (вычисляется по формуле (20)); α_2 – угол наклона меридиональной касательной у опорной окружности, град. (см. рис. 5.13).

Допускаемое нормальное усилие, действующее по нормали к неподкрепленному эллиптическому днищу, вычисляют по формуле

$$[F]_1 = 0,25 K_{20} [\sigma] (s_1 - c)^2 \left(0,2 + \frac{d_4}{D} \right), \quad (186)$$

где d_4 – диаметр опорной окружности (диаметр сечения, проходящего через середину линии контакта опоры с днищем), м; s_1 – исполнительная толщина стенки выпуклого днища, м; c – сумма прибавок к расчетной толщине стенки днища, м; D – внутренний диаметр цилиндрической обечайки или выпуклого днища, м; K_{20} – коэффициент, определяемый по графику; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала аппарата, Па.

Диаметр сечения, проходящего через середину линии контакта опоры с днищем, вычисляют по формуле

$$d_4 = d + 2c_1 - K - b_{\text{max}}, \quad (187)$$

где d – диаметр окружности фундаментных болтов, м; c_1 – по рис. 5.13, м;

Допускаемый изгибающий момент для неподкрепленного эллиптического днища вычисляют по формуле

$$[M]_1 = 0,25K_{21}[\sigma](s_1 - c)^2 D \left(0,2 + \frac{d_4}{D} \right), \quad (188)$$

где K_{21} – коэффициент, определяемый по графику.

Коэффициенты K_{20} и K_{21} определяют по графикам, приведенным на рис. 5.14 и 5.15 соответственно, в зависимости от относительной толщины днища $\frac{s_1 - c}{D}$ и относительной длины линии контакта опоры с днищем $\frac{l}{D}$.

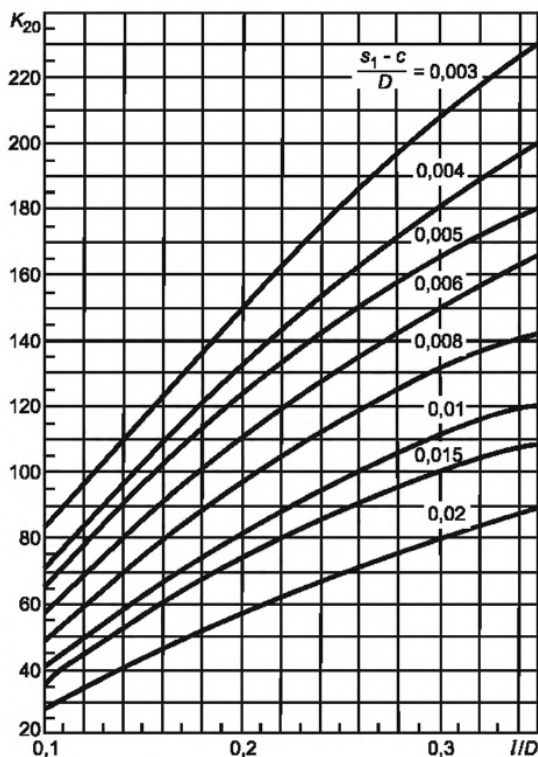


Рис. 5.14. Коэффициент K_{20}

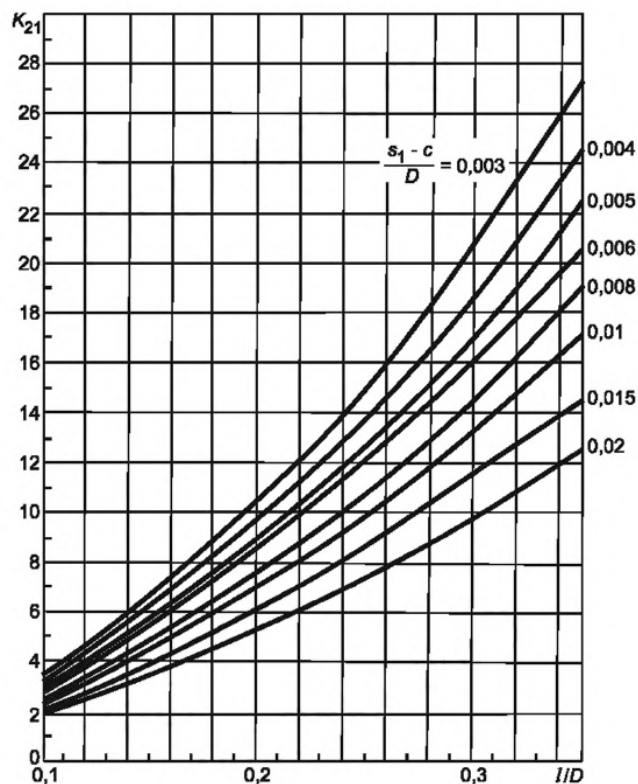


Рис. 5.15. Коэффициент K_{21}

Длину линии контакта опоры с днищем вычисляют по формуле

$$l = \frac{b_{1\max} - K}{\cos \alpha_2}. \quad (189)$$

Допускаемое нормальное усилие, действующее по нормали к подкрепленному подкладным листом эллиптическому днищу, вычисляют по формуле

$$[F]_1 = 0,25 K_{20} K_{22} [\sigma] (s_1 - c)^2 \left(0,2 + \frac{d_4}{D} \right), \quad (190)$$

допускаемый изгибающий момент для подкрепленного подкладным листом эллиптического днища вычисляют по формуле

$$[M]_1 = 0,25 K_{21} K_{23} [\sigma] (s_1 - c)^2 D \left(0,2 + \frac{d_4}{D} \right), \quad (191)$$

где K_{22} и K_{23} – коэффициенты, определяемые по графикам, приведенным на рис. 5.16 и 5.17 соответственно.

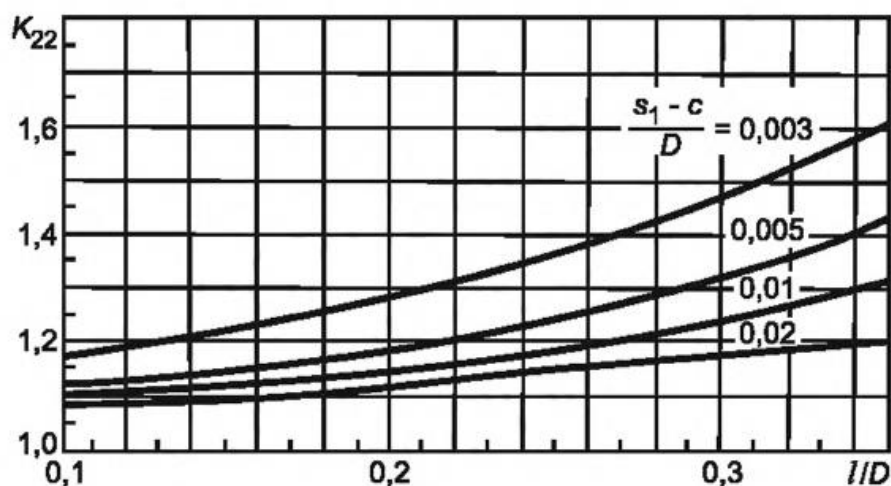


Рис. 5.16. Коэффициент K_{22}

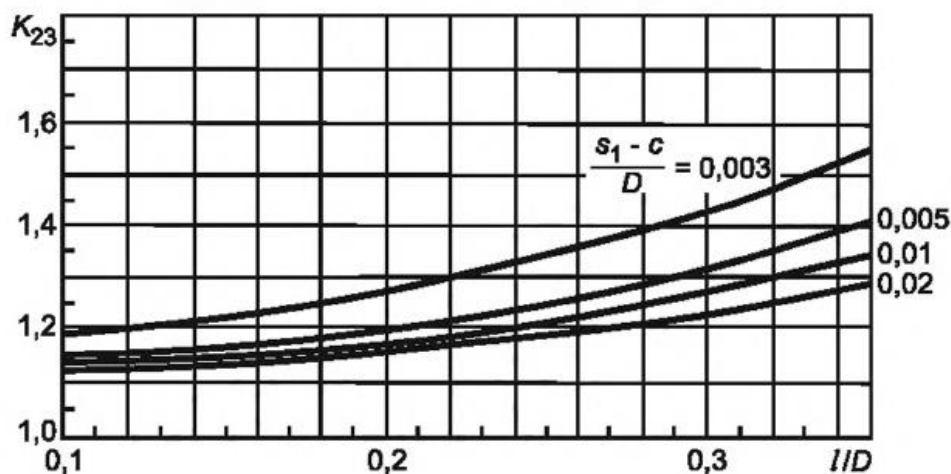


Рис. 5.17. Коэффициент K_{23}

Угол α_2 определяют, предварительно вычислив его $\sin$ по формуле

$$\sin \alpha_2 = \frac{d_4}{2D \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D} \right)^2}}. \quad (192)$$

Пример 21

Вертикальный аппарат внутренним диаметром 1200 мм, имеющий эллиптическое днище высотой 300 мм (без отбортовки), опирается на три пластинчатые опоры-стойки. Диаметр окружности опирания $d_4=880$ мм. Аппарат изготовлен из стали 12X18H10T, толщина стенки днища 6 мм, прибавка на компенсацию коррозии 1 мм. Расчетная температура в рабочем режиме нагружения 100°C. Внутреннее избыточное давление 0,3 МПа. Дополнительные внешние изгибающие моменты и осевые силы, действующие на аппарат, отсутствуют. Масса аппарата в рабочем режиме 2000 кг. Выбрать стандартные пластинчатые опоры-стойки и провести проверку узла опирания аппарата на опоры.

Решение

Определяем вес аппарата по формуле (149):

$$P = 2000 \cdot 9,81 = 19620 \text{ Н.}$$

Рассчитаем вертикальное усилие на опорную стойку по уравнению (182). Так как на аппарат не действует изгибающий момент, формула принимает вид:

$$F_1 = \frac{P}{3} = \frac{19620}{3} = 6540 \text{ Н или } 6,54 \text{ кН.}$$

По приложению Р принимаем пластинчатые опоры-стойки на номинальную нагрузку 10 кН.

Для проверки несущей способности эллиптического днища в опорном узле рассчитаем величины, используемые в формуле (185).

Определим относительную толщину днища:

$$\frac{s_1 - c}{D} = \frac{0,006 - 0,001}{1,2} = 0,004.$$

По формуле (192):

$$\sin \alpha_2 = \frac{0,88}{2 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{0,88}{1,2} \right)^2}} = 0,473.$$

По найденному значению синуса угла наклона меридиональной касательной у опорной окружности находим угол $\alpha_2=28,2^\circ$.

Вычисляем длину линии контакта опоры с днищем по формуле (189):

$$l = \frac{0,16 - 0,008}{\cos 28,2} = 0,173 \text{ м,}$$

а затем относительную длину линии контакта опоры с днищем:

$$\frac{l}{D} = \frac{0,173}{1,2} = 0,14.$$

Коэффициент $K_{20}=80$ (рис. 5.14).

Допускаемое нормальное усилие, действующее по нормали к неподкрепленному эллиптическому днищу, по формуле (186):

$$[F]_1 = 0,25 \cdot 97 \cdot 174 \cdot 10^6 \cdot (0,006 - 0,001)^2 \cdot \left(0,2 + \frac{0,88}{1,2}\right) = 98420 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент, передаваемый опорой на днище, вычисляем по уравнению (184):

$$M_1 = \frac{6540 \cdot (0,16 - 0,11 + 0,008)}{2} = 190 \text{ Н·м.}$$

Допускаемый изгибающий момент для неподкрепленного эллиптического днища вычисляют по формуле (188):

$$[M]_1 = 0,25 \cdot 5,8 \cdot 174 \cdot 10^6 \cdot (0,006 - 0,001)^2 \cdot 1,2 \cdot \left(0,2 + \frac{0,88}{1,2}\right) = 7062 \text{ Н·м.}$$

где $K_{21}=5,8$ (рис. 5.15).

Допускаемое внутреннее избыточное давление в центральной зоне выпуклого днища вычисляем по формуле (20):

$$[p] = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,9 \cdot (0,006 - 0,001)}{1,2 + 0,5 \cdot (0,006 - 0,001)} = 1,2 \text{ МПа.}$$

где $R=1,2$ м для эллиптического днища с высотой $0,25 D$.

Проверяем условие прочности (185):

$$\frac{6540 \cdot \cos 28,2}{98420} + \frac{190}{7062} + \frac{0,3}{1,2} = 0,335 \leq 1.$$

Условие выполняется.

5.4.2. Расчет узла опирания эллиптического днища на цилиндрическую опорную стойку

Метод расчета применяют только для сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением. Формулы применяют при соблюдении условия

$$b_3 \leq 0,6b_2, \quad (193)$$

где b_2 – ширина подкладного листа, м; b_3 – длина подкладного листа, м.

К эллиптически днищам опорные стойки должны быть присоединены в области

$$0 < x < 0,4D, \quad (194)$$

где x – расстояние между осью эллиптического днища и серединой опорного узла, м.

Вертикальное усилие на опорную стойку вычисляют по формулам (182, 183). Действие момента M допускается только в том случае, если опорные стойки связаны между собой жесткой рамой, препятствующей взаимному перемещению стоек.

Проверка несущей способности эллиптического днища в опорном узле. Несущая способность выпуклого днища должна удовлетворять следующим условиям:

$$\frac{F_1 - p \frac{\pi d_e^2}{4}}{[F]_1} + \frac{p}{[p]} \leq 1, \quad (195)$$

$$\frac{F}{[F]_1} \leq 1, \quad (196)$$

где $[F]_1$ – допускаемое осевое усилие, вычисляемое по формуле (197), Н; $[p]$ – допускаемое внутреннее избыточное давление в центральной зоне выпуклого днища, МПа (вычисляется по формуле (20)); d_e – эффективный диаметр опорной стойки, м (для опорных стоек без подкладного листа $d_e = d_2$).

Допускаемое осевое усилие определяют по формуле

$$[F]_1 = 1,57[\sigma](s_1 - c)^2 \frac{\cos \beta}{\cos(\alpha_2 - \beta)} \sqrt{1 + 5 \frac{d_e^2}{r_m(s_1 - c)}}, \quad (197)$$

где s_1 – исполнительная толщина стенки выпуклого днища, м; c – сумма прибавок к расчетной толщине стенки днища, м; β – угол между осью опорной стойки и вертикалью, град.; α_2 – угол наклона меридиональной касательной у опорной окружности, град.; r_m – радиус кривизны срединной поверхности днища у опорной окружности, м.

Радиус кривизны срединной поверхности днища у опорной окружности для эллиптических днищ определяют по формуле

$$r_m = \frac{2D \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D} \right)^2}}{1 + \frac{1}{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{d_4}{D} \right)^2}}. \quad (198)$$

где d_4 – диаметр опорной окружности (диаметр сечения, проходящего через середину линии контакта опоры с днищем), м; D – внутренний диаметр цилиндрической обечайки или выпуклого днища, м.

Угол α_2 определяют, как описано в п. 5.4.1.

Основные расчетные величины для цилиндрических опорных стоек приведены на рис. 5.18.

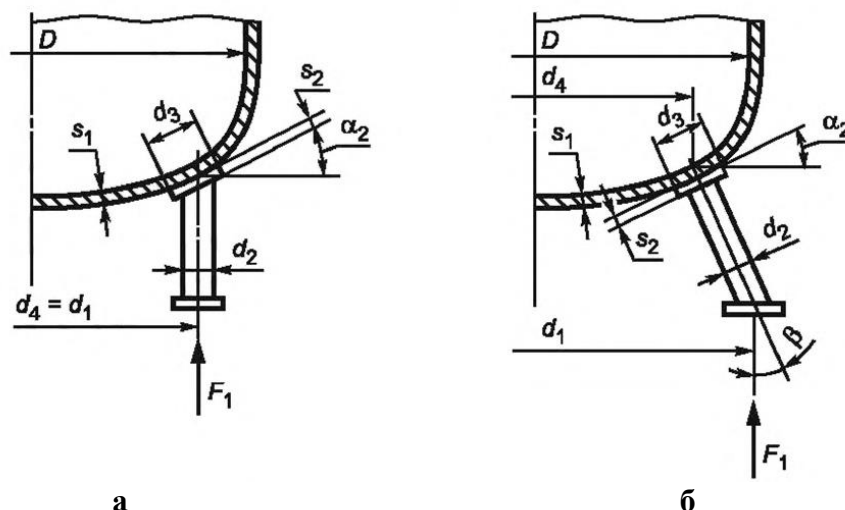


Рис. 5.18. Цилиндрические опорные стойки: а – вертикальная; б – наклонная

Пример 22

В условиях примера 21 выбрать стандартные цилиндрические опоры-стойки и провести проверку узла опирания аппарата на опоры.

Решение

Вертикальное усилие на опорную стойку рассчитано в примере 21 и составляет 6540 Н. По приложению Р выбираем цилиндрические опоры-стойки на номинальную нагрузку 10 кН.

Радиус кривизны срединной поверхности дна у опорной окружности для эллиптических днц определяем по формуле (198):

$$r_m = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{0,88}{1,2} \right)^2}}{1 + \frac{1}{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{0,88}{1,2} \right)^2}} = 0,693 \text{ м.}$$

Для вертикальных стоек угол наклона $\beta = 0^\circ$, а для стоек без подкладных листов эффективный диаметр d_e равен наружному диаметру стойки. Тогда допускаемое осевое усилие определяют по формуле (197):

$$[F]_{\text{II}} = 1,57 \cdot 174 \cdot 10^6 (0,006 - 0,001)^2 \frac{1}{0,88} \sqrt{1 + 5 \frac{0,057^2}{0,693 \cdot (0,006 - 0,001)}} = 18509 \text{ Н.}$$

Проверим условие прочности дна по несущей нагрузке (196):

$$\frac{6540}{18509} \leq 1$$

Условие прочности выполняется.

Допускаемое внутреннее избыточное давление в центральной зоне выпуклого днища определено в пример 21 и составляет 1,2 МПа.

Несущую способность выпуклого днища проверим по условию (195):

$$\frac{6540 - 0,3 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,057^2}{4}}{18509} + \frac{0,3}{1,2} = 0,56 \leq 1$$

Условие прочности выполняется.

5.5. Контрольные задачи

5.5.1. Суловарочный аппарат рабочей массой 16 т изготовлен из стали 12X18H10T и опирается на 2 подвесные лапы с двумя ребрами. Выбрать размеры стандартных лап и провести проверку прочности сварных швов, если лапы изготовлены из того же материала.

5.5.2. Для монтажа вертикальной емкости рабочей массой 18 660 кг планируется устроить 4 стандартные опоры с максимальной нагрузкой 100 кН. Выдержат ли опоры вес емкости?

5.5.3. Определить размеры стандартных подвесных лап для аппарата внутренним диаметром 1 м, имеющего полную рабочую массу 8 т и работающего в условиях внутреннего давления 0,5 МПа. Аппарат изготовлен из стали ВСт4 и опирается на две лапы, изготовленные из того же материала. Толщина стенки аппарата в конце срока службы составит 4 мм. Провести проверку прочности стенки под опорой и определить размеры накладного листа, если таковой будет необходим.

5.5.4. Купажный аппарат для приготовления купажей ликероводочных изделий имеет внутренний диаметр 2000 мм и рабочую массу 12 т. Аппарат изготовлен из стали марки 12X18H10T. Подобрать стандартные опоры для подвешивания аппарата в перекрытиях.

5.5.5. Определить толщину стенки горизонтальной емкости для хранения виноматериалов, изготовленной из стали 12X18H10T. Диаметр емкости 2600 мм, длина 6000 мм. Емкость опирается на две седловые опоры, расположенные на расстоянии 500 мм от края цилиндрической обечайки.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ для жаропрочных, жаростойких и коррозионностойких сталей аустенитного класса по ГОСТ 34233.1-2017, МПа

Расчетная температура стенки аппарата, °С	03X18H11	03X17H14M3	08X18H10T 08X18H12T 08X17H13M2T 08X17H15M3T	12X18H10T 12X18H12T 10X17H13M2T 10X17H13M3T
20	160	154	168	184
100	133	140	156	174
150	125	130	148	168
200	120	120	140	160
250	115	113	132	154
300	112	103	123	148

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ для углеродистых и низколегированных сталей, МПа

Расчетная температура стенки аппа- рата, °С	ВСт3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10
	Толщина, мм					
	До 20	Свыше 20	До 32	Свыше 32	До 160	
20	154	140	196	183	147	130
100	149	134	177	160	142	125
150	145	131	171	154	139	122
200	142	126	165	148	136	118
250	131	120	162	145	132	112
300	115	108	151	134	119	100

Нормативные допускаемые напряжения $[\sigma]$ для алюминиевых сплавов, МПа

Расчетная температура стенки аппарата, °С	Марка алюминиевого сплава				
	A85M A8M*	АД00М АД0М АД1М	АмцСМ	Амг2М Амг3М	Амг5М Амг6М
20	17	17,0	34,0	48,5	74,0
30	17	16,7	33,4	48,5	73,9
40	16	16,2	32,7	48,5	73,6
50	16	16,0	32,0	48,5	73,0
60	15	15,6	31,3	48,1	72,1
70	15	15,3	30,5	47,6	70,9
80	14	14,9	29,7	46,8	69,4
90	14	14,5	28,5	45,6	67,0
100	13	14,0	27,0	44,0	64,0

Нормативные допускаемые напряжения $[\sigma]$ для меди и ее сплавов, МПа

Расчетная температура стенки аппарата, °C	Марка меди и ее сплавов					
	М2	М3	М3р	ЛО62–1	Л63 ЛС59–1	ЛЖМц 59–1–1
20	51,5	53,8	54,3	108	70,0	136,0
30	50,8	52,0	53,3	108	69,5	135,5
40	50,1	50,4	52,2	107	69,0	133,7
50	49,3	49,0	51,2	106	68,3	132,0
60	48,7	47,8	50,2	105	67,5	130,2
70	47,9	46,8	49,2	104	66,8	128,5
80	47,3	45,9	48,3	103	66,1	126,9
90	46,6	45,2	47,3	102	65,4	125,5
100	45,9	44,5	46,4	100,5	64,7	124,0
110	45,3	44,	45,5	99,7	63,9	122,5

Приложение Б

Некоторые стойкие в агрессивных средах конструкционные материалы

Среда	Концентрация, %	Температура, °C	Конструкционный материал	Коррозионная проницаемость, мм/год
Азотная кислота HNO_3	1–5	20–80	Стали X17, 1X17H2, X25T, X28, X18H10T	$\leq 0,1$
Аммиак NH_3	любая (водные растворы)	≤ 100	Стали X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, X18H10T	$\leq 0,1$
Ацетон	любая	10–56	Стали 0X21H5T, 0X21H6M2T, X18H10T, X17H13M2T	$\leq 0,1$
Винная кислота	5	20	Сталь X18H10T	$\leq 0,1$
Каустическая сода NaOH	≤ 8	≤ 100	Сталь 1X13, 2X13	$\leq 0,1$
	8–40	100	Сталь 1X13, 2X13	$\leq 1,0$
	10	90	Стали X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, 1X21H5T, 0X21H5T, 0X21H6M2T, X18H10T	$\leq 0,1$
Едкое кали KOH	≤ 5	≤ 50	Стали X17, 0X17T, 1X17H2, 0X13, 1X13	$\leq 0,1$
	10	20	Стали 1X13, 2X13, 3X13, 40X, X18H10T	$\leq 0,1$
Калий марганцевоокислый KMnO_4	любая (водные растворы)	20	Стали 0X13, 1X13, 2X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, X14П4НЗТ,	$\leq 0,1$

			0X21H5T, X18H10T, X17H13M2T	
Кальций хлористый CaCl_2	5	20	Стали 0X13, 1X13, 2X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, 0X21H5T, X18H10T, X17H13M2T	$\leq 0,1$
	10–20	≤ 50	Стали 0X21H5T, X18H10T, X17H13M2T, X17, X25T, X28	$\leq 1,0$
Лимонная кислота	≤ 15	≤ 60	Сталь 0X21H5T	$\leq 0,1$
	1–50	20	Стали X18H10T, 10X18H9ТЛ, 0X18H12Б,	$\leq 0,1$
	1–10	20	Алюминий А0, А	$\leq 0,1$
Мочевина $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$	любая (водные растворы)	20	Стали 1X13, 2X13, X17, X18H10T, 10X18H9ТЛ	$\leq 0,1$
Натрий двууглекислый NaHCO_3	любая	≤ 60	Стали 1X13, 2X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X28, 0X21H5T, X18H10T	$\leq 0,1$
Натрий углекислый Na_2CO_3	0,05	20	Алюминий А0	0,48
	1–20	≤ 100	Никель Н1	$\leq 0,1$
	5–насыщенный раствор	температура кипения	Стали X18H10T, 0X18H12Б, X17H13M2T, X17H13M3T	$\leq 0,1$
Натрий хлористый NaCl	3–10	20–температура кипения	Стали 0X21H5T, X18H10T, X17, 0X17T, 1X17H2	$\leq 1,0$
	5–30	20–25	Сталь X18H10T	$\leq 1,0$
Натрий хлорноватистокислый NaClO	водные растворы	20	Стали X17H13M2T, X17H13M3T	$\leq 0,1$
Перекись водорода H_2O_2	любая	20–температура кипения	Стали X17H13M2T, 0X18H10T	$\leq 1,0$
Серная кислота H_2SO_4	0,01–0,05	20	Латунь Л62	$\leq 0,1$
	0,5–1	20	Стали X17H13M2T, X18H10T	$\leq 1,0$
Соляная кислота HCl	0,2	≤ 50	Стали 0X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, X18H10T, X17H13M2T	$\leq 1,0$

	0,5	20	Стали X17, 0X17T, 1X17H2, X28	$\leq 1,0$
	0,5	≤ 50	Стали X17H13M2T, 0X23H28M3ДЗТ, X18H10T	$\leq 1,0$
	1–3,5	20	Стали X17H13M2T, 0X23H28M3ДЗТ, X18H10T	$\leq 1,0$
Спирт амиловый	–	20	Стали 0X13, 1X13, X17, 1X17H2, X25T, X28, X18H10T, X17H13M2T, 0X23H28M3ДЗТ	$\leq 0,1$
Спирт бутиловый	–	20	Стали 0X13, 1X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, X18H10T, X17H13M2T, 0X23H28M3ДЗТ	$\leq 0,1$
Спирт этиловый	любая (водные растворы)	20– температура кипения	Стали 1X13, 2X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, 0X18H10T, X18H10T, 10X18H9ТЛ, X17H13M2T, медь М2, М2р, М3, М3р; латуни Л62, ЛС59-1, ЛЖМц59-1 -1; алюминий А8, А7, А6, А5, АО, А	$\leq 0,1$
Уксусная кислота	любая (водные растворы)	≤ 40	Стали X25T, X28, X28АН, X18H10T, 0X18H12Б	$\leq 0,1$
		40	Медь М1	0,8
		25	Медь М3	0,2
	1	20– температура кипения	Стали 1X21H5T, 0X21H5T, 0X21H6M2T, X18H10T, X17H13M2T	$\leq 0,1$
	≤ 5	25	Стали 0X13, 1X13, 0X21H6M2T	$\leq 0,1$
Формальдегид	40	20– температура кипения	Стали 0X13, 1X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, 0X21H5T, 0X21H6M2T, X18H10T,	$\leq 0,1$

			X17H13M2T, 0X23H28M3Д3T	
Фосфорная кислота H_3PO_4	1–80	20	Стали X18H10T, X17H13M2T, X17H13M3T	$\leq 0,1$
	10	20– температура кипения	Стали 0X21H5T, 0X21H6M2T, X18H10T, X17H13M2T, X28	$\leq 1,0$
Щавелевая кислота	0,5	20	Стали X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28, 0X21H5T, 0X21H6M2T, X18H10T, X17H13M2T	$\leq 0,1$
	0,5–3	20	Стали X17, X28	$\leq 0,1$
	2	20	Алюминий А0	0,116
	2,5	≤ 60	Стали 1X21H5T, 0X21H5T, 0X21H6M2T, X18H10T, X17	$\leq 1,0$
Яблочная кислота	–	20– температура кипения	Стали X18H10T, X17H13M2T	$\leq 0,1$
		20	Стали 0X13, 1X13, X17, 0X17T, 1X17H2, X25T, X28	$\leq 0,1$

Приложение В

Модуль продольной упругости ($E \cdot 10^{-5}$, МПа) сталей

Температура, °C	Сталь	
	Углеродистая и низколегированная	Жаропрочная и жаростойкая аустенитная
20	1,99	2,00
100	1,91	2,00
150	1,86	1,99
200	1,81	1,97
250	1,76	1,94
300	1,71	1,91

Модуль продольной упругости ($E \cdot 10^{-5}$, МПа) алюминия и его сплавов

Температура, °C	Марка алюминия		
	A85M, A8M, AD00M, AD0M, AD1M	AMг2M, AMг3M, AMг5M, AMг6M	AMцCM
20	0,720	0,730	0,740
30	0,717	0,727	0,737
40	0,713	0,723	0,733

50	0,710	0,720	0,730
60	0,707	0,717	0,728
70	0,703	0,7015	0,726
80	0,700	0,713	0,725
90	0694	0,710	0,723
100	0,690	0,704	0,720

Модуль продольной упругости ($E \cdot 10^{-5}$, МПа) меди и ее сплавов

Температура, °C	Марка меди и ее сплавов					
	М2, М3	М3р	ЛС59–1	ЛО62–1	Л63	ЛЖМц 59–1–1
20	1,235	1,268	1,055	1,122	1,088	1,056
30	1,231	1,264	1,046	1,118	1,084	1,052
40	1,228	1,261	1,043	1,115	1,080	1,049
50	1,224	1,257	1,039	1,111	1,077	1,046
60	1,221	1,254	1,035	1,108	1,074	1,042
70	1,217	1,251	1,031	1,104	1,070	1,038
80	1,213	1,247	1,028	1,100	1,066	1,034
90	1,210	1,243	1,024	1,097	1,062	1,030
100	1,206	1,240	1,021	1,093	1,059	1,027
110	1,203	1,237	1,017	1,089	1,059	1,024

Приложение Г

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление (абсолют- ное), кгс/см ²	Темпера- тура, °C	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости, кДж/кг	Удельная энтальпия пара, кДж/кг	Удельная теплота па- рообразова- ния, кДж/кг
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	03027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,618	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075

Приложение Д

**Основные размеры патрубков, стандартных стальных фланцевых
тонкостенных штуцеров (конструкции: с приварным плоским фланцем
и тонкостенным патрубком; приварным фланцем встык и тонкостенным патрубком),
ОСТ 26–1404–76—ОСТ 26–1410–76**

D_y	d_T	Давление условное, p_y , МПа											
		До 0,6			1,0		1,6		2,5				
		S_T	H_T		S_T	H_T	S_T	H_T	S_T	H_T			
20	25	3	—		3	—		3	—		3	155	215
25	32	3	155	215	3	—		3	—		3	155	215
32	38	3	155	215	3	—		3	—		3	165	225
40	45	3	155	215	3	—		3	—		3	165	225
50	57	3	155	215	3	155	215	3	165	225	3	165	225
80	89	4	155	215	4	155	215	4	165	225	4	165	225
100	108	5	155	215	5	155	215	5	165	225	5	185	245
123	133	6	155	215	6	155	215	6	185	245	6	185	245
150	159	6	155	215	6	185	245	6	185	245	6	185	245
200	219	6	160	220	6	190	250	6	190	250	6	190	250
250	273	8	160	220	8	190	250	8	190	250	8	190	250
300	325	8	190	250	8	210	270	8	210	270	8	210	270
350	377	9	190	250	9	210	270	9	210	270	9	240	300
400	426	10	210	270	10	210	270	10	240	300	10	260	320
500	530	12	210	270	12	240	300	12	260	320	12	280	340

Приложение Е

**Расчетное значение временного сопротивления (предела прочности) на растяже-
ние σ_B для углеродистых и низколегированных сталей, МПа**

Расчетная температура стенки аппара- та, °С	Ст3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10
	Толщина, мм					
	До 20	Свыше 20	До 32	Свыше 32	До 160	
20	460	380	470	40	410	340
100	435	360	425	385	380	310
150	460	390	430	430	425	340
200	505	420	439	439	460	382
250	510	435	444	444	460	400
300	520	440	445	435	460	374

**Расчетное значение временного сопротивления (предела прочности) на растяже-
ние σ_B для жаропрочных, жаростойких и коррозионно-стойких сталей аустенитно-
го класса, МПа**

Расчетная темпе- ратура стенки ап- парата, °С	03X18H11	03X17H14M3	08X18H10T 08X18H12T 08X17H13M2T 08X17H15M3T	12X18H10T 12X18H12T 10X17H13M2T 10X17H13M3T
20	520	500	520	540
100	450	474	480	500
150	433	453	455	475
200	415	432	430	450
250	405	412	424	443

300	397	392	417	440
-----	-----	-----	-----	-----

Приложение Ж

Диаметры стандартизованных мешалок

Тип мешалки	Диаметр мешалки, мм
Трехлопастная, Пропеллерная, Турбинная открытая	80, 100, 125, 160, 180. 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250
Двухлопастная	125, 160, 180. 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500
Шестилопастная	100, 125, 160, 180. 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250
Якорная	200, 220, 250, 280, 300, 320, 360, 400, 450, 500, 530, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180
Рамная	1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750
Шнековая	100, 125, 160, 250, 280, 320, 400, 560, 710, 800, 1000, 1120, 1250
Ленточная	630, 750, 950, 1320, 1500, 1700, 2120, 2240, 2650, 2800

Приложение И

Применяемость валов в зависимости от характеристики аппарата

Объем номинальный, м³	Диаметр аппарата, мм	Диаметр вала, мм							
		25	40	50	65	80	95	110	130
0,04	400	+	+						
0,063		+	+						
0,1	500		+						
0,16	600		+						
0,25	700		+						
0,4	800		+						
0,63	1000		+	+	+				
1,0	1200			+	+				
1,25				+	+	+			
1,60				+	+	+			
2,0	1400			+	+	+			
2,5				+	+	+			
3,2	1600				+	+			
4,0					+	+			
5,0	1800				+	+	+		
6,3					+	+	+		
8	2000				+	+	+		
10	2200					+	+		

12,5	2400					+	+	+	
16						+	+	+	
	2800					+	+	+	
20	2600					+	+	+	+
	3000					+	+	+	+
25	2800					+	+	+	+
	3200					+	+	+	+
32	3000						+	+	+
40	3200						+	+	+
50	3000						+	+	+
63	3200						+	+	+

Приложение К

Размеры призматических шпонок и пазов, мм

Диаметр вала (d_b)		Сечение шпонки		Глубина паза	
от	до	b	h	вала (t_1)	ступицы (t_2)
12	17	5	5	3	2,3
17	22	6	6	3,5	2,8
22	30	8	7	4	3,2
30	38	10	8	5	3,3
38	44	12	8	5	3,3
44	50	14	9	5,5	3,8
50	58	16	10	6	4,3
58	65	18	11	7	4,4

Длины призматических шпонок, мм

10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50
56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250

Размеры сегментных шпонок, мм

Диаметр вала (d_b)		Размеры шпонки			Глубина паза	
от	до	b	h	d_1	вала (t_1)	ступицы (t_2)
12	14	4	6,5	16	5	1,8
14	16	4	7,5	19	6	1,8
16	18	5	6,5	16	4,5	2,3
18	20	5	7	19	5,5	2,3
20	22	5	9	22	7,0	2,3
22	25	6	9	22	6,5	2,8
25	28	6	10	25	7,5	2,8
28	32	8	11	28	8,0	3,3
32	38	10	13	32	10	3,3

Приложение Л

Опоры (лапы) для вертикальных аппаратов по ОСТ 26-665–79

Q , кН	Тип	a	a_1	a_2	b	b_1	b_2	c	c_1	h	h_1	s_1	K	K_1	d	d_B	f_{max}
1,6	1	45	65	–	60	–	–	15	40	85	8	4	10	15	12	M12	10
	2			40	100	50	45			120							40
4,0	1	75	95	–	95	–	–	20	50	140	10	5	15	25	12	M12	25
	2			60	160	70	65			190							80
10,0	1	90	115	–	115	–	–	20	65	170	14	6	20	30	24	M16	30
	2			80	195	85	80			235							105
25,0	1	125	155	–	155	–	–	45	90	230	16	8	25	40	24	M20	40
	2			100	255	120	115			310							140
40,0	1	150	190	–	185	–	–	45	90	295	20	10	30	60	35	M24	50
	2			120	315	150	140			390							160
63,0	1	185	230	–	230	–	–	60	130	360	24	12	35	70	35	M30	60
	2			150	380	170	160			470							210
100,0	1	250	310	–	310	–	–	65	160	475	30	16	40	95	42	M36	80
	2			200	520	230	220			620							280
160,0	1	300	380	–	390	–	–	65	200	585	36	20	60	115	42	–	100
	2			250	650	290	280			780							350
250,0	1	360	455	–	480	–	–	65	240	695	40	24	75	135	42	–	120
	2			300	800	360	350			940							435
400,0	1	430	540	–	520	–	–	70	280	810	45	30	85	150	50	–	145
	2			375	890	420	410			1100							470
630,0	1	540	690	–	680	–	–	80	400	1100	55	40	110	170	50	–	180
	2			460	1150	550	540			1420							600

Приложение М

Накладные листы под опоры (лапы) типов 1 и 2 для вертикальных аппаратов по ОСТ 26-665-79

Q, кН	Тип опоры	B, мм	H, мм	c, мм	S _н , мм
1,6	1	75	120	8	4; 6; 8; 10
	2		155		
4,0	1	125	200	10	6; 8; 10; 12
	2		255		
10,0	1	150	250	12	6; 8; 10; 12
	2		310		
25,0	1	200	330	16	8; 10; 12; 16
	2		410		
40,0	1	250	405	20	8; 10; 12; 16
	2		510		
63,0	1	300	490	24	10; 12; 16; 20
	2		620		
100,0	1	400	650	32	10; 12; 16; 20
	2		820		
160,0	1	500	810	40	12; 16; 20; 24
	2		1020		
250,0	1	600	970	48	16; 20; 24; 28
	2		1230		
400,0	1	700	1140	50	20; 24; 28
	2		1440		
630,0	1	900	1480	55	20; 24; 28
	2		1860		

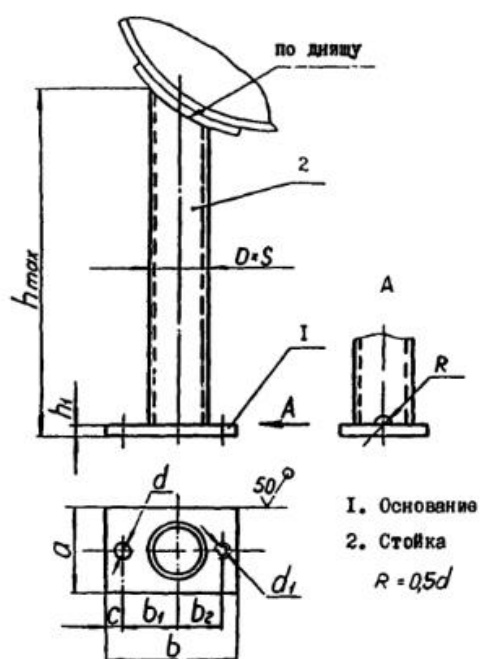
Приложение Р

Опоры (стойки) для вертикальных аппаратов по ОСТ 26-665-87, мм

Q , кН	a	a_1	b	$b_{1\max}$	c	c_1	$h_{\max}$	h_1	s_1	K	K_1	d	d_B
4,0	75	100	85	120	22	50	220	10	6	6	60	19	M12
10,0	90	125	115	160	22	60	295	14	8	10	80	19	M16
25,0	125	165	140	200	22	80	365	16	10	10	105	24	M20
40,0	150	205	180	240	40	100	440	20	12	12	125	35	M24
63,0	185	245	210	280	40	120	515	25	14	15	150	35	M30
100,0	250	325	250	360	40	160	660	30	1	20	180	42	M36
160,0	300	390	340	480	60	200	875	36	24	25	250	42	—
250,0	360	480	490	680	60	240	1240	40	33	25	350	42	—

Опоры-стойки из труб для вертикальных аппаратов по ОСТ 26-665-87, мм

Q , кН	$D \times s$	a	b	b_1	b_2	c	h_{max}	h_1	d	d_1
10,0	57×3,5	110	170	70	50	25	1200	14	19	M16
25,0	76×3,5	130	200	90	60	25	1300	16	24	M20
40,0	89×4,0	150	250	100	70	40	1400	20	35	M24
63,0	108×4,5	170	280	110	90	40	1600	25	35	M30
100,0	133×5,0	200	340	130	110	50	1600	30	42	M36
160,0	159×6,0	230	310	140	—	50	1600	30	42	—



ЛИТЕРАТУРА

1. Кретов И.Т., Антипов С.Т., Шахов С.В. Инженерные расчеты технологического оборудования предприятий бродильной промышленности. - М.: КолосС, 2006. – 391 с.
2. Солнцев Ю.П., Жавнер В.Л. и др. Оборудование пищевых производств. Материаловедение. - СПб.: Профессия, 2003. - 526 с.
3. Специальное материаловедение / В.Я. Черных [и др.] - СПб.: ГИОРД, 2007. - 260 с.
4. Каллистер (мл.) У.Д., Ретвич Д.Д. Материаловедение: от технологии к применению (металлы, керамика, полимеры). – СПб.; Научные основы и технологии, 2011. – 895 с.
5. Винаров А.Ю. Ферментационные аппараты / А.Ю. Винаров, Л.С. Гордеева, А.А. Кухаренко, В.И. Панфилов. - М.: Юрайт, 2021. - 274с.
6. Луканин А.В. Инженерная биотехнология. Основы технологии микробиологических производств / А.В. Луканин. М.: ИНФРА-М, 2023. -304 с.
7. Луканин А.В. Инженерная биотехнология. Процессы и аппараты микробиологических производств / А.В. Луканин. М.: ИНФРА-М, 2022. -451 с.
8. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии/ К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков.- М.: Альянс, 2007.- 575 с.
9. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: Справочник в 3 т.- Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002.
10. Левицкий В.С. Машиностроительное черчение и автоматизация выполнения чертежей. - М.: Высшая школа, 2004. - 434 с.
11. ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. М.: Стандартиформ, 2019.- 30 с.
12. ГОСТ 14249-85. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1985.- 62 с.
13. Остриков А.Н., Абрамов О.В. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. - СПб.: Гиорд, 2003. - 352 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Расчеты на прочность обечаек и днищ.....	4
1.1. Основные расчетные параметры.....	4
1.2. Расчет на прочность цилиндрических обечаек.....	7
1.3. Расчет на прочность выпуклых днищ и крышек.....	14
1.4. Расчет плоских круглых днищ и крышек	19
1.5. Расчет конических обечаек и днищ.....	25
1.6. Контрольные задачи.....	36
2. Расчет аппаратов с рубашками.....	39
2.1. Расчет аппаратов с U-образной рубашкой.....	40
2.2. Расчет аппаратов с цилиндрической рубашкой.....	51
2.3. Расчет аппаратов со змеевиковой рубашкой.....	51
2.4. Контрольные задачи	55
3. Расчет патрубков и выбор фланцевых соединений.....	57
3.1. Основные конструкции фланцевых соединений.....	57
3.2. Штуцера и бобышки.....	59
3.3. Расчет штуцеров.....	59
3.4. Контрольные задачи.....	61
4 Расчет перемешивающих устройств.....	62
4.1. Конструкции перемешивающих устройств.....	62
4.2. Расчет и выбор перемешивающего устройства.....	63
4.3. Конструктивный расчет сальниковых уплотнений.....	68
4.4. Расчет ступицы и выбор шпонки.....	73
4.5. Контрольные задачи.....	75
5. Расчет опор аппаратов.....	76
5.1. Основные конструкции опор вертикальных аппаратов.....	77
5.2. Расчет и выбор опор (лап) вертикальных аппаратов.....	73
5.3. Расчет и выбор опор горизонтальных аппаратов.....	85
5.4. Расчет и выбор стоек вертикальных аппаратов.....	90
5.5. Контрольные задачи.....	99
Приложения.....	100
Литература.....	113