

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Физические методы контроля»

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОТЕНЦИАЛЬНО ОПАСНЫХ ОБЪЕКТОВ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности
1-54 01 02 «Приборы и методы контроля качества и
диагностики состояния объектов»*

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета
<http://e.biblio.bru.by/>



Могилев 2019

УДК 621.317.39
ББК 31.22
К 65

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Физические методы контроля» «06» февраля 2019 г.,
протокол № 6

Составители: канд. техн. наук, доц. В. Ф. Поздняков;
ст. преподаватель А. Н. Прудников

Рецензент канд. техн. наук, доц. С. В. Болотов

В методических рекомендациях кратко изложены основные теоретические сведения к практическим занятиям студентов специальности 1-54 01 02 «Приборы и методы контроля качества и диагностики состояния объектов».

Учебно-методическое издание

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОТЕНЦИАЛЬНО ОПАСНЫХ ОБЪЕКТОВ

Ответственный за выпуск С. С. Сергеев

Технический редактор А. А. Подошевка

Компьютерная верстка Е. В. Ковалевская

Подписано в печать 31. 10 2019. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,55. Уч.-изд. л. 2,56. Тираж 26 экз. Заказ № 684.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2019



Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Расчет трубопроводов на прочность.....	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет на прочность основных элементов котлов и сосудов, работающих под внутренним давлением.....	9
3 Практическое занятие № 3. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем давлении.....	14
4 Практическое занятие № 4. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости.....	18
5 Практическое занятие № 5. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках..	22
6 Практическое занятие № 6. Расчет металлических конструкций кранов.....	30
Список литературы.....	36
Приложение А.....	37
Приложение Б.....	39
Приложение В.....	41



Введение

Проектируя новые потенциально опасные объекты или решая вопрос об условиях и сроках дальнейшей эксплуатации существующих, должны быть определены тип, конструктивные размеры объекта, толщина стенки, обеспечивающая достаточную прочность и устойчивость, подобран нужный материал, рассчитаны допустимое внутреннее или наружное давление.

В методических рекомендациях изложены основные сведения по теории и практике расчета конструктивных элементов потенциально опасных объектов. Приводятся методики инженерного расчета, разработанные на базе нормативной документации.

Исходные данные к практическим занятиям для различных вариантов представлены в таблице А.1. Используемые термины и их условные обозначения приведены в таблице Б.1; механические характеристики широко распространенных конструкционных материалов – в таблицах В.1 и В.2.



1 Практическое занятие № 1. Расчет трубопроводов на прочность

Цель работы: освоение методики расчета на прочность трубопровода, определение отличий в расчетах трубопроводов различного назначения.

1.1 Основные теоретические сведения

1.1.1 Расчет толщины стенки труб и соединительных деталей трубопроводов пара и горячей воды. Расчет толщины стенок труб и соединительных деталей производят по формуле

$$s_R = \frac{\gamma_{f5} \cdot \eta \cdot p \cdot D_a}{2 \cdot (0,9[\sigma] + \gamma_{f5} \cdot p)},$$

где γ_{f5} – коэффициент надежности по нагрузке, $\gamma_{f5} = 1,1$;

η – коэффициент несущей способности труб и соединительных деталей;

$[\sigma]$ – номинальное допускаемое напряжение для стали (таблица В.2).

Коэффициент несущей способности для труб $\eta = 1$, для отводов рассчитывается по формуле

$$\eta = a \cdot \xi + b,$$

где $\xi = r/D_a$.

Коэффициенты для расчета коэффициента несущей способности отводов выбираются из таблицы 1.1.

Таблица 1.1 – Значения расчетных коэффициентов a , b

ξ	a	b
От 1,0 до 2,0	– 0,3	1,6
Более 2,0	0,0	1,0

Фактическая толщина стенки труб при эксплуатации должна быть не менее значений, указанных в таблице В.2, но не менее значения s_R , полученного в результате расчёта на прочность.

Таблица 1.2 – Минимальная толщина стенки при эксплуатации

s , мм	D_a , мм					
	>38	≤51	≤70	≤90	≤108	>108
При эксплуатации	1,45	1,60	2,00	2,40	2,80	3,20



1.1.2 Расчет толщины стенки труб и соединительных деталей технологических трубопроводов. Для труб, деталей технологических трубопроводов, эксплуатируемых при температуре до плюс 430 °С (включительно), расчетные значения толщины стенки определяют по формулам:

$$\text{– при } \frac{R_2^h \cdot m_3}{R_1^h \cdot m_2} < 0,75$$

$$s_R = \frac{\eta \cdot n \cdot p \cdot D_a}{2 \cdot (0,9 \cdot R_2^i \cdot m_3 + n \cdot p)};$$

$$\text{– при } \frac{R_2^i \cdot m_3}{R_1^i \cdot m_2} \geq 0,75$$

$$s_R = \frac{\eta \cdot n \cdot p \cdot D_a}{2 \cdot (R_1^{\delta} + n \cdot p)},$$

где n – коэффициент перегрузки рабочего давления в трубопроводе, $n = 1,2$;

R_2^h – нормативное сопротивление, равное наименьшему значению предела текучести при растяжении, сжатии и изгибе материала труб, МПа (см. таблицу В.2);

R_1^h – нормативное сопротивление, равное наименьшему значению временного сопротивления разрыва материала труб, МПа (см. таблицу В.2);

R_1^p – расчетное сопротивление материала труб и деталей технологических трубопроводов, $R_1^p = R_1^h \cdot m_1 \cdot m_2 \cdot k_1$;

η – коэффициент несущей способности, который принимают равным: для труб – 1,0; для конических переходов – 1,0; для выпуклых заглушек (эллиптической формы) – 1,0; для отводов гладких и сварных – $\eta = 1,3$ при $r/D_a = 1$; $\eta = 1,3$ при $r/D_a = 1,5$; $\eta = 1$ при $r/D_a = 2$ и более;

m_1 – коэффициент условий работы материала при разрыве труб, $m_1 = 0,8$;

m_2 – коэффициент условий работы трубопровода, принимаемый в зависимости от транспортируемой среды: токсичные, горючие, взрывоопасные и сжиженные газы – $m_2 = 0,6$; инертные газы (азот, воздух и т. п.) или токсичные, взрывоопасные и горючие жидкости – $m_2 = 0,75$; инертные жидкости – $m_2 = 0,9$;

k_1 – коэффициент однородности материала труб: для бесшовных труб из углеродистой и нержавеющей сталей и для сварных труб из ненормализованной низколегированной стали $k_1 = 0,8$; для сварных труб из углеродистой и нержавеющей сталей и для сварных труб из нормализованной низколегированной стали $k_1 = 0,85$;

m_3 – коэффициент условий работы материала труб при повышенных температурах, принимаемый в зависимости от материала труб и рабочей температуры, °С (таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Коэффициент условий работы материала труб при повышенных температурах

Материал труб	m_3 при рабочей температуре, °С			
	от -70 до -40	от -39 до +100	+250	+430
Углеродистая качественная конструкционная сталь марок 10, 15, 20	1	1	0,85	0,45
Низколегированные стали марок 09Г2С, 10Г2С1, 17ГС, 14ХГС, 10Г2СД, 15Г2С, 10Г2	1	1	0,85	0,45
Легированные стали марок 15Х5, 15Х5М, 15Х5М-У, 15Х5ВФ, 08Х13, 12МХ, 12Х1МФ, 12Х18Н10Т	1	1	0,9	0,7
<i>Примечание</i> – Для промежуточных значений рабочей температуры коэффициент m_3 определяют интерполяцией двух ближайших значений				

Во всех случаях толщина стенки трубопровода должна быть не менее значений, указанных в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Минимальная толщина стенки трубопровода

Наружный диаметр D_a , мм	≤25	≤57	≤108	≤219	≤325	≤377	≤426
Наименьшая допустимая толщина стенки трубопровода s , мм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

1.1.3 Расчет остаточного ресурса трубопровода по минимальной вероятной толщине стенки труб по результатам диагностирования. Сплошной контроль элементов трубопровода различными методами выполнить не всегда возможно (из-за недоступности некоторых его участков), а в ряде случаев в этом нет необходимости, в связи с чем применяют выборочный контроль и оценку поврежденности по наибольшим размерам выявленных дефектов. При этом рекомендуется использование статистических методов для уменьшения величины погрешности.

Большой разброс результатов измерений толщины стенок может наблюдаться из-за неравномерности их коррозии. Это часто бывает вызвано различными условиями нагружения участков трубопровода, а также стохастическими свойствами процесса коррозии.

Поскольку измерения осуществляют выборочно (в намеченных точках), то при данном методе минимальная из измеренных величин может оказаться существенно больше, чем фактическая минимальная толщина стенки. Достоверность контроля вместе с тем остается неопределенной, в связи с чем следует учитывать разброс фактических толщин элемента трубопровода.

При планировании контроля необходимо определить количество точек, выбираемых для измерений n . Чем больше n , тем выше достоверность контроля, но тем выше и его трудоемкость.

Используем тот случай, при котором проводится выборочный контроль. Достоверность его зависит от количества точек измерения (величины выборки) и степени неравномерности коррозии.

Среднее квадратическое отклонение σ определяется по результатам измерений на нескольких участках поверхности, находящихся в одинаковых условиях эксплуатации, по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (s_i - s_{cp})^2}{n-1}},$$

где s_i – результат измерения толщины на i -м участке, мм;

s_{cp} – средняя измеренная толщина, мм;

n – число участков замера (если $n < 10$, то σ не вычисляют, так как точность ее оценки при этом недостаточна).

Минимальную возможную толщину стенки s_{\min} с учетом неконтролируемых участков поверхности определяют для доверительной вероятности 95 % применительно ко всем участкам трубопровода по формуле

$$s_{\min} = s_{cp} - 2\sigma.$$

Если имеется измеренное значение толщины стенки s_i , меньшее, чем s_{\min} , то за значение s_{\min} принимается данное значение s_i .

Средняя скорость коррозии стенки трубопровода определяется по формуле

$$V_{cp} = \frac{s - s_{\min}}{\tau},$$

где s – номинальная толщина стенки трубопровода при изготовлении, мм;

τ – время эксплуатации трубопровода, лет.

Дальнейшая эксплуатация трубопроводов допускается при $s_{\min} > s_R$ (где s_R – минимально допустимое значение толщины стенки трубопровода).

Остаточный ресурс трубопровода определяется по формуле

$$\tau_{ост} = K \frac{s_{\min} - s_R}{V_{cp}},$$

где K – коэффициент, зависящий от категории и срока службы без замены (для трубопроводов первой категории, отработавших более 30 лет, $K = 0,9$; для остальных $K = 1$).



1.2 Программа выполнения работы

1.2.1 Ознакомиться с исходными данными (см. таблицу А.1).

1.2.2 Провести расчет трубопровода пара и горячей воды (прямолинейный участок и гиб).

1.2.3 Провести расчет технологического трубопровода (прямолинейный участок и гиб).

1.2.4 Определить остаточный ресурс трубопровода по наименее долговечному элементу трубопровода.

1.2.5 Проанализировать полученные результаты.

2 Практическое занятие № 2. Расчет на прочность основных элементов котлов и сосудов, работающих под внутренним давлением

Цель работы: закрепление на практике методики расчета на прочность элементов оборудования, работающего под давлением: котлов, сосудов, выявление различий в методиках расчета объектов.

2.1 Основные теоретические сведения

2.1.1 *Нормы расчета на прочность стационарных котлов.* Расчетный коэффициент прочности φ представляет собой относительную величину, используемую в формулах для определения толщины стенки расчетной детали и учитывающую ослабление отверстиями и сварными соединениями.

Коэффициент прочности сварных соединений φ_w представляет собой отношение предельной нагрузки, действующей в направлении, перпендикулярном к направлению сварного соединения, к предельной нагрузке бесшовной детали.

Коэффициент прочности φ_d или φ_c , учитывающий отверстия, представляет собой отношение предельной нагрузки детали с отверстиями к предельной нагрузке детали без отверстий.

Расчетный коэффициент прочности детали φ принимается равным либо минимальному из значений коэффициентов прочности сварных соединений φ_w и отверстий φ_d , либо их произведению в зависимости от расстояния между кромкой ближайшего к сварному шву отверстия и центром сварного шва l_w .

Коэффициент прочности стыковых сварных соединений, выполненных любым допущенным способом (автоматической, полуавтоматической или ручной дуговой сваркой), обеспечивающим полный провар по всей длине стыкуемых элементов, при проведении контроля качества шва радиографией или ультразвуком по всей его длине для продольного шва под давлением и поперечного шва при растяжении должен приниматься следующим:

– при электрошлаковой сварке $\varphi_w = 1,0$;

– при ручной дуговой сварке, контактной стыковой сварке, автоматической стыковой сварке под флюсом:



а) для расчетной температуры 510 °С и менее $\varphi_w = 1,0$;

б) для расчетной температуры 530 °С и более $\varphi_w = 0,7$.

Коэффициент прочности φ_d или φ_c зависит от диаметров, толщины стенки и расположения отверстий и, как правило, находится в пределах 0,6...1,0.

Прибавку к расчетным толщинам следует определять по формуле

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

где c_1 – коррозионная и (или) эрозионная прибавка;

c_2 – прибавка для компенсации минусового допуска;

c_3 – технологическая прибавка.

При поверочном расчете прибавку c для цилиндрических элементов принимают равной 1...2 мм, для днищ – 2...3 мм.

Номинальная толщина стенки обечаек барабана или цилиндрической части коллектора должна быть не менее толщины, определенной по формуле

$$s = s_R + c = \frac{pD}{2\varphi[\sigma] - p} + c.$$

Формулы пригодны при соблюдении условия

$$\frac{s - c}{D} \leq 0,3.$$

При выборе номинальной толщины стенки необходимо учитывать следующее:

– номинальная толщина стенки барабана или коллектора, изготавливаемых из листа, должна быть не менее 6 мм; допускается для котлов паропроизводительностью менее 1 т/ч при рабочем давлении не более 0,5 МПа принимать номинальную толщину стенки не менее 4 мм;

– толщину стенок барабанов и коллекторов, к которым присоединяются трубы при помощи развальцовки, рекомендуется принимать не менее 16 мм; применение стенок толщиной менее 13 мм не допускается;

– толщина стенок обогреваемых барабанов и коллекторов без изоляции должна быть не более: 22 мм – для барабанов и 10 мм – для коллекторов, расположенных в топке; 30 мм – для барабанов и 13 мм – для коллекторов, расположенных в газоходах при температуре газов не выше 900 °С; 50 мм – для барабанов и 20 мм – для коллекторов, расположенных в газоходах при температуре газов не выше 600 °С;

– номинальная толщина стенки коллектора при изготовлении и фактическая толщина стенки коллектора при эксплуатации должны быть не менее значений,



указанных в таблице 2.1, но не менее значений, полученных в результате расчетов на прочность.

Таблица 2.1 – Минимальная толщина стенки коллектора

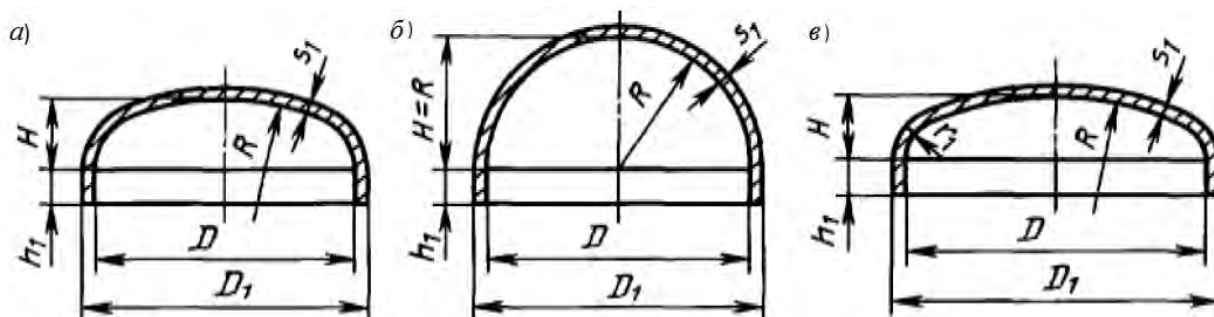
s , мм	D_a , мм				
	<51	≤70	≤90	≤108	>108
При изготовлении	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0
При эксплуатации	2,0	2,4	3,2	3,6	4,0

Номинальная толщина стенки днищ эллиптической или полусферической формы (рисунок 2.1) должна быть не менее толщины, определенной по формуле

$$s = s_R + c = \frac{pD}{4\varphi[\sigma] - p} \cdot \frac{D}{2h} + c.$$

Формула пригодна при соблюдении следующих условий:

$$0,5 \geq h/D \geq 0,2; \quad 0,1 \geq (s - c)/D \geq 0,0025.$$



a – глухое эллиптическое днище; *б* – глухое полусферическое днище; *в* – эллиптическое днище с лазовым отверстием

Рисунок 2.1 – Эллиптические и полусферические днища

Номинальная толщина стенки днища должна приниматься не менее номинальной толщины стенки цилиндрического борта, определенной по расчетной толщине при $\varphi = 1$. Номинальная толщина стенки днища должна быть не менее 6 мм.

Номинальная толщина стенки прямой трубы поверхности нагрева или трубопровода должна быть не менее толщины, определенной по формуле

$$s = s_R + c = \frac{pD_a}{2\varphi_w[\sigma] + p} + c.$$

Формула пригодна при соблюдении условия $\frac{s-c}{D_a} \leq 0,25$.

Для бесшовных труб коэффициент прочности $\phi_w = 1,0$. Коэффициент прочности поперечных сварных соединений в расчете на внутреннее давление учитывать не следует.

Номинальная толщина стенки труб при изготовлении и фактическая толщина стенки труб при эксплуатации должны быть не менее значений, указанных в таблице 2.2, но не менее значений, полученных в результате расчётов на прочность.

Таблица 2.2 – Минимальная толщина стенки труб

s, мм	D _a , мм					
	>38	≤51	≤70	≤90	≤108	>108
При изготовлении	1,80	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
При эксплуатации	1,45	1,60	2,00	2,40	2,80	3,20

Номинальная толщина стенок труб, обогреваемых газами с температурой выше 900 °С, должна быть не более 8 мм, а при непосредственном воздействии лучистого тепла топки – не более 6,5 мм.

2.1.2 *Нормы расчета на прочность сосудов и аппаратов.* Прибавку к расчетным толщинам следует определять по формуле

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

где c_1 – коррозионная и (или) эрозионная прибавка;
 c_2 – прибавка для компенсации минусового допуска;
 c_3 – технологическая прибавка.

При расчете прибавку c для цилиндрических элементов принимают равной 1...2 мм, для днищ – 2...3 мм.

Толщину стенки цилиндрической обечайки, нагруженной внутренним избыточным давлением, следует рассчитывать по формуле

$$s = s_R + c = \frac{pD}{2\phi[\sigma] - p} + c.$$

Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру $\frac{s-c}{D} \leq 0,1$ – для обечаек и труб при $D \geq 200$ мм; $\frac{s-c}{D} \leq 0,3$ – для труб при $D < 200$ мм.



Таблица 2.3 – Коэффициенты прочности сварных швов φ_W

Вид сварного шва	Значение коэффициентов прочности сварных швов φ_W	
	длина контролируемых швов от общей длины составляет 100 %*	длина контролируемых швов от общей длины составляет от 10 до 50 %*
Стыковой с двусторонним сплошным проваром, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой	1,0	0,9
Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый вручную	1,0	0,9
Стыковой, доступный сварке только с одной стороны с подкладкой со стороны корня шва	0,9	0,8
Стыковой, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,9	0,65

Примечание – * – для бесшовных элементов сосудов и аппаратов $\varphi = 1$

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

Толщину стенки s выпуклых днищ следует рассчитывать по формуле

$$s \geq s_R + c = \frac{pr}{2\varphi[\sigma] - 0,5p} + c.$$

Расчетные формулы применимы при выполнении условий для эллиптических днищ $0,002 \leq \frac{s-c}{D} \leq 0,1$; $0,2 \leq h/D \leq 0,5$.

Радиус кривизны в вершине днища

$$r = \frac{D^2}{4h}.$$

Если длина цилиндрической отбортованной части эллиптического днища $h > 0,8\sqrt{D(s-c)}$ или $h > 0,3\sqrt{D(s-c)}$ – для полусферического днища, то толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки, рассчитанной при $\varphi = 1$.

Для днищ, изготовленных из одной заготовки, коэффициент $\varphi = 1$. Для днищ, изготовленных из нескольких заготовок, коэффициент φ следует определять для каждой заготовки.



2.2 Программа работы

2.2.1 Ознакомиться с исходными данными (см. таблицу А.1).

2.2.2 Выполнить расчет элементов котла: обечайки, днищ и труб поверхностей нагрева.

2.2.3 Выполнить расчет сосуда, работающего под давлением.

2.2.4 Сделать выводы.

3 Практическое занятие № 3. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем давлении

Цель работы: изучение методики расчета укреплений отверстий в обечайках и днищах при внутреннем давлении. Данная методика применяется при определении возможности, условий дальнейшей эксплуатации сосудов, работающих под давлением, при восстановлении паспортов по результатам технического диагностирования.

3.1 Общие теоретические сведения

3.1.1 *Расчетные величины.* Расчетные диаметры укрепляемых элементов определяют по формулам:

– для цилиндрической обечайки

$$D_p = D;$$

– для эллиптических днищ

$$D_p = \frac{D^2}{2h} \sqrt{1 - 4 \frac{D^2 - 4h^2}{D^4} \cdot x^2}.$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки или днища при наличии штуцера с круглым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия или кругового отверстия без штуцера, определяют по формуле

$$d_p = d + 2c.$$

Если ось сварного шва обечайки (днища) удалена от наружной поверхности штуцера на расстояние более чем три толщины укрепляемого элемента, то коэффициент прочности этого сварного соединения при расчете укрепления отверстий следует принимать $\varphi = 1$.

Расчетную толщину стенки штуцера, нагруженного внутренним давлением, определяют по формуле



$$s_{1p} = \frac{p(d + 2c)}{2[\sigma]_1 \cdot \phi_1 - p}$$

Номинальная толщина стенки штуцера s_1 принимается как ближайшее большее из ряда трубного сортамента относительно величины $s_1 = s_{1p} + c$ (где c – прибавка на коррозию, $c = 2$ мм).

Расчетные длины внешней и внутренней частей круглого штуцера, участвующие в укреплении отверстий и учитываемые при расчете (рисунок 3.1), определяют по формулам

$$l_{1p} = 1,25\sqrt{(d + 2c)(s_1 - c)}; \quad l_{3p} = 0,5\sqrt{(d + 2c)(s_3 - c)}.$$

В случае проходящего штуцера (рисунок 3.2) $s_3 = s_1$.

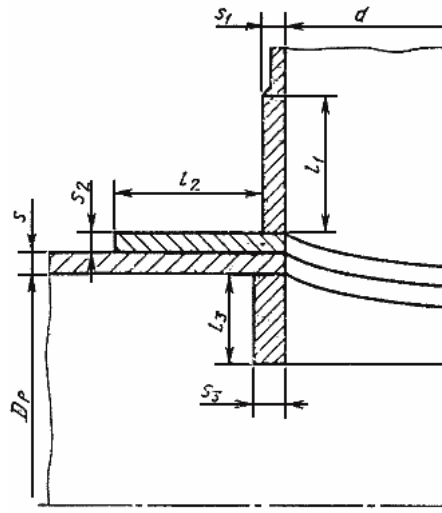


Рисунок 3.1 – Основная расчетная схема соединения штуцера со стенкой сосуда

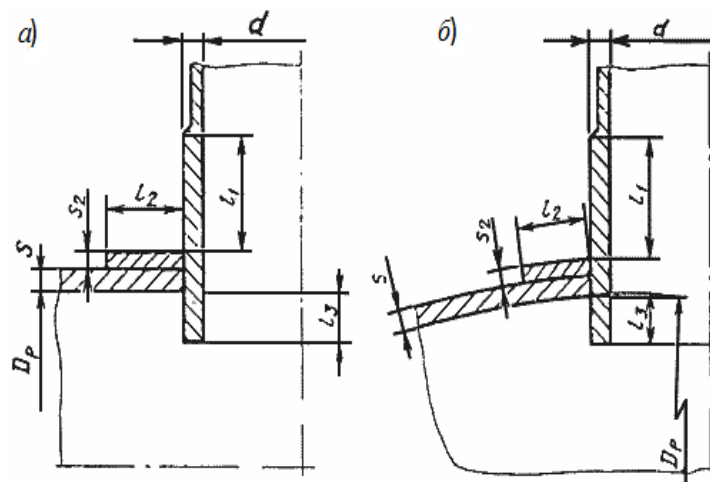


Рисунок 3.2 – Укрепление отверстий при наличии проходящего штуцера

Ширину зоны укрепления в обечайках и днищах определяют по формуле

$$l_p = \sqrt{D_p(s-c)}.$$

Отношения допускаемых напряжений:

- для внешней части штуцера $x_1 = \min \left\{ 1, 0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]} \right\}$;
- для накладного кольца $x_2 = \min \left\{ 1, 0; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\}$;
- для внутренней части штуцера $x_3 = \min \left\{ 1, 0; \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]} \right\}$.

Расчетный диаметр определяют по формуле

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

3.1.2 Расчет укрепления отверстия при внутреннем давлении. Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияния, что имеет место, когда расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров (рисунок 3.3) удовлетворяет условию

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

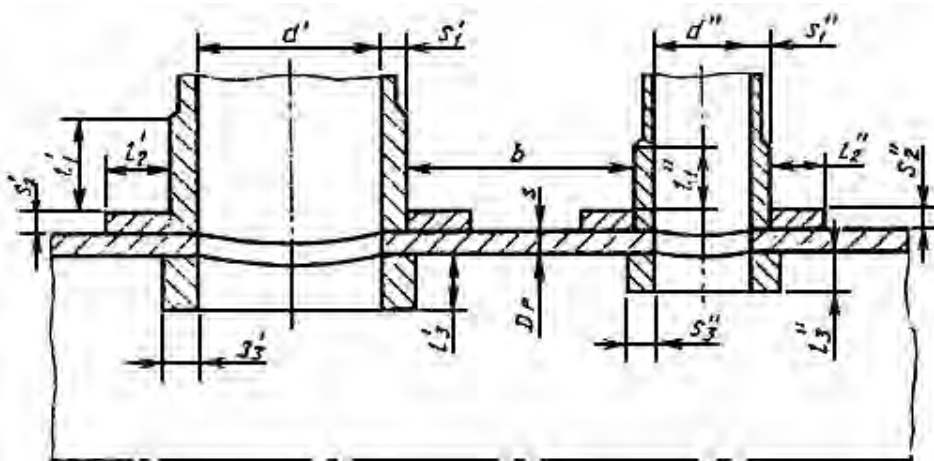


Рисунок 3.3 – Укрепление взаимовлияющих отверстий

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

$$d_0 = 2 \left(\frac{s-c}{s_p} - 0,8 \right) \sqrt{D_p (s-c)}.$$

Если расчетный диаметр одиночного отверстия удовлетворяет условию $d_p \leq d_0$, то дальнейших расчетов укрепления отверстий не требуется. В случае невыполнения условия проводят расчет укрепления одиночных отверстий.

В случае укрепления отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера либо накладным кольцом должно выполняться условие

$$l_{1p}(s_1 - s_{1p} - c)x_1 + l_{2p}s_2x_2 + l_{3p}(s_3 - c)x_3 + l_p(s - s_p - c) \geq \geq 0,5(d_p - d_{op})s_p. \quad (3.1)$$

Рекомендуемым вариантом укрепления является укрепление без использования накладного кольца. В этом случае расчет проводят с помощью условия укрепления (3.1), в котором принимается $s_2 = 0$. При этом длина внешней части штуцера l_1 отсчитывается от наружной поверхности аппарата.

При отсутствии штуцера и укреплении отверстия накладным кольцом или утолщением стенки сосуда при расчете в условии укрепления $l_{1p} = l_{3p} = 0$. При этом исполнительную ширину накладного кольца отсчитывают от края отверстия.

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

$$A_2 \geq \frac{1}{x_2} \left\{ 0,5(d_p - d_{op})s_p - l_p(s - s_p - c) - l_{1p}(s_1 - s_{1p} - c)x_1 - l_{3p}(s_3 - c)x_3 \right\},$$

где A_2 – площадь накладного кольца, $A_2 = l_{2p} \cdot s_2$.

3.2 Программа выполнения работы

3.2.1 Ознакомиться с исходными данными (см. таблицу А.1).

3.2.2 Определить диаметр одиночного отверстия, не требующего упрочнения.

3.2.3 Рассчитать проходной штуцер без укрепляющего кольца.

3.2.4 Рассчитать укрепление кольцом без штуцера.

3.2.5 Рассчитать площадь укрепляющего кольца для проходного штуцера, требующего укрепления.

3.2.6 Проанализировать полученные результаты.



4 Практическое занятие № 4. Метод расчета на прочность обечаек и днищ с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости

Цель работы: приобретение навыков применения на практике методики расчета на прочность сосудов с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости. Данная методика расчета применяется при определении возможности, параметров и сроков дальнейшей эксплуатации сосудов по результатам технического диагностирования.

4.1 Основные теоретические сведения

Методы расчета не применимы при сочетании отдельных дефектов в расчетных элементах. В отдельных случаях методы расчета могут быть применены при наличии нескольких дефектов в расчетном элементе сосуда, если расстояние между ними превышает $1,5\sqrt{Ds}$.

Приведенные методы расчета допустимы, если неточности изготовления (за исключением смещения стенок кольцевых сварных швов) находятся от штуцеров, фланцевых соединений, колец жесткости и т. п. на расстоянии не менее $1,5\sqrt{Ds}$.

Формулы применимы для сосудов, изготовленных из материалов, пластичных в условиях эксплуатации.

4.1.1 Смещение кромок продольного сварного шва цилиндрической обечайки. При выявлении смещения кромок продольного сварного шва цилиндрической обечайки (рисунок 4.1) проводится проверка прочности при нагружении внутренним избыточным давлением.

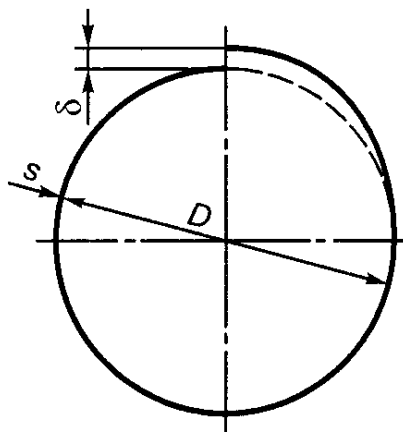


Рисунок 4.1 – Смещение кромок в продольном шве

Максимальное напряжение для цилиндрической обечайки вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{pD}{2(s-c)} \left[1 + 3 \frac{\delta}{s-c} \right].$$

Условие прочности $\sigma_{\max} \leq 1,5\phi[\sigma]$.

4.1.2 Смещение кромок кольцевого сварного шва в цилиндрической обечайке. При смещении кромок кольцевого сварного шва (рисунок 4.2) проверка прочности при нагружении внутренним избыточным давлением производится по максимальному напряжению для цилиндрической обечайки и вычисляется по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{pD}{4(s-c)} \left[1 + 3 \frac{\delta}{s-c} \right].$$

Условие прочности $\sigma_{\max} \leq 1,5\phi[\sigma]$.

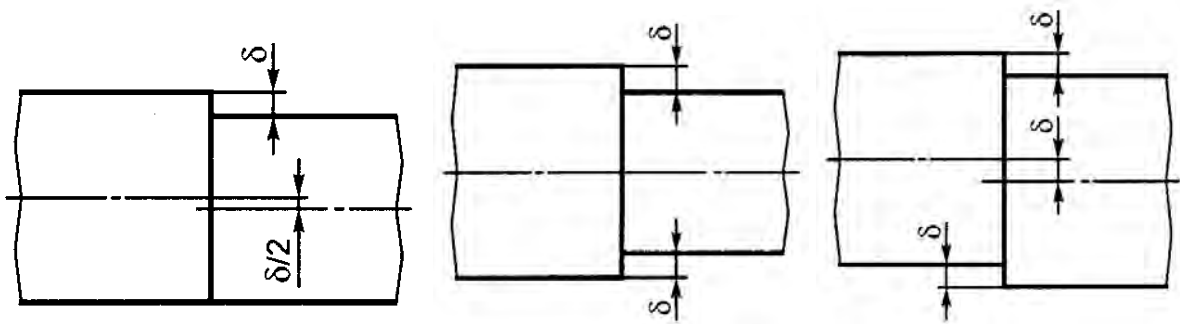


Рисунок 4.2 – Смещение кромок в кольцевых швах

4.1.3 Общая некруглость цилиндрических обечаек (овальность). Под общей некруглостью (овальностью) (рисунок 4.3) понимается общее отклонение от круговой формы по всему периметру поперечного сечения цилиндрической обечайки.

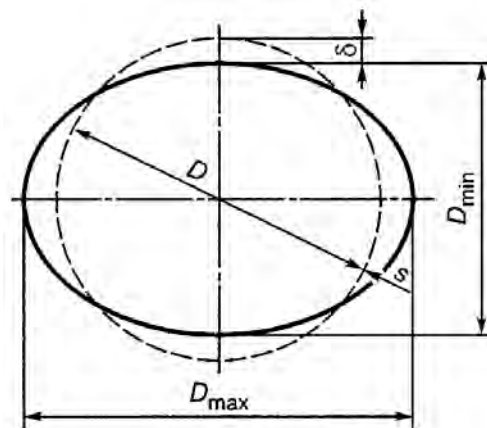


Рисунок 4.3 – Общая некруглость

Некруглость вычисляют по формуле

$$a = \frac{2(D_{\max} - D_{\min})}{D_{\max} + D_{\min}} 100 \%$$

Проверка прочности при нагружении внутренним избыточным давлением осуществляется по максимальному напряжению, которое вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{pD}{2(s-c)} \left[1 + \frac{3a \frac{D}{200(s-c)}}{1 + 0,455 \frac{p}{E} \left(\frac{D}{s-c} \right)^3} \right]$$

Условие прочности с учетом овальности обечайки выполняется, если $\sigma_{\max} \leq 3\varphi[\sigma]$.

4.1.4 Локальная некруглость (увод сварных соединений, вмятины). Под локальной некруглостью (рисунок 4.4) понимаются отклонения оболочки от правильной формы распределенной на части окружности, обусловленные уводом кромок сварного шва или вмятиной.

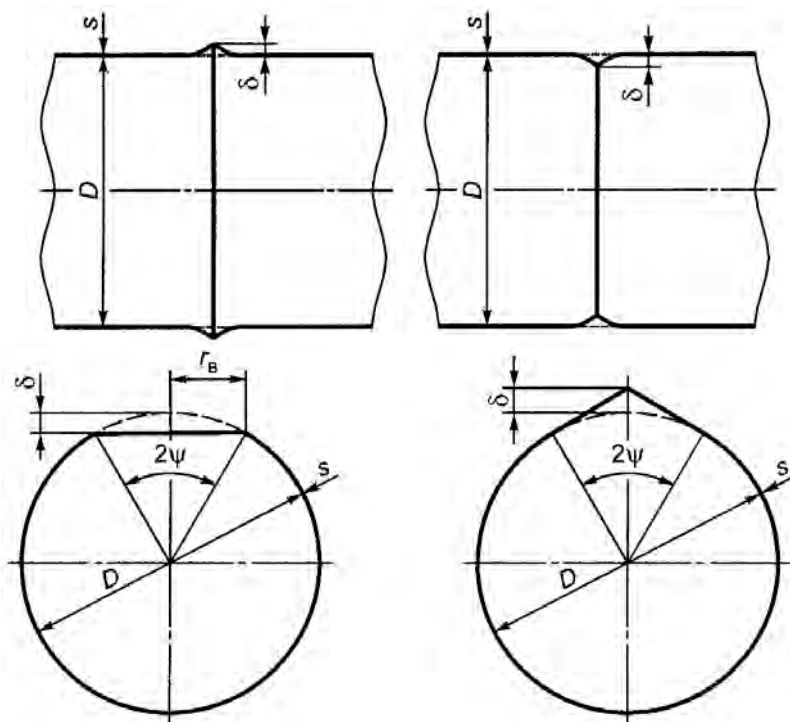


Рисунок 4.4 – Увод кромок кольцевого шва, локальная некруглость

Определение максимальных напряжений. Максимальное напряжение при вытянутой вдоль оси обечайки вмятине или при уводе сварного шва (угловатость) вычисляют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{pD}{2(s-c)} \left[1 + \frac{\frac{6\delta}{s-c}}{1 + \frac{1,365}{(\pi/2\psi)^2 - 1} \cdot \frac{p}{E} \cdot \left(\frac{D}{s-c}\right)^3} \right].$$

Максимальное напряжение при круговой вмятине в плане

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma} \sigma_H.$$

Номинальное напряжение σ_H вычисляют по формулам:

– для цилиндрической обечайки

$$\sigma_H = \frac{pD}{2(s-c)};$$

– для выпуклого днища

$$\sigma_H = \frac{pR_p}{2(s-c)},$$

где R_p – радиус кривизны выпуклого днища в зоне вмятины.

Коэффициент концентрации α_{σ} вычисляют по формуле

$$\alpha_{\sigma} = 1 + B \left(\frac{\delta'}{s} \right)^m,$$

где для цилиндрической обечайки

$$B = -0,234 \frac{r_n^2}{Ds} + \frac{r_n}{\sqrt{Ds}} + 1,05;$$

$$m = 0,222 \frac{r_n}{\sqrt{Ds}} + 0,358;$$

$$\delta' = \delta(1 - \sigma_H / \sigma_B);$$

– для сферического днища

$$B = -0,216 \frac{r_n^2}{R_p s} + 0,84 \frac{r_n}{\sqrt{R_p s}} + 1,36;$$

$$m = 0,315 \frac{r_n}{\sqrt{R_p s}} + 0,232;$$

$$\delta' = \delta(1 - \sigma_H / \sigma_B).$$



Затем проверяют условие прочности с учетом местных напряжений по формуле

$$\sigma_{\max} \leq 3\varphi[\sigma].$$

4.2 Программа работы

4.2.1 Ознакомиться с исходными данными (см. таблицу А.1).

4.2.2 Выполнить расчет допускаемого смещения кромок продольного сварного шва цилиндрической обечайки.

4.2.3 Выполнить расчет допускаемого смещения кромок кольцевого сварного шва цилиндрической обечайки.

4.2.4 Рассчитать величину допустимой овальности обечайки при соблюдении условий прочности.

4.2.5 Определить допустимость заданной локальной некруглости (увод сварных соединений, вмятины).

4.2.6 Сделать выводы.

5 Практическое занятие № 5. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках

Цель работы: приобретение навыков применения на практике методики расчета на прочность сосудов при малоцикловом режиме работы.

5.1 Основные теоретические сведения

5.1.1 *Общие положения.* Различают в расчетной практике статическое и динамическое нагружение. По параметрам статического нагружения определяются конструктивные размеры детали или сборочной единицы. Динамическое нагружение подразделяют на ударное – до 10^3 циклов нагружения, малоцикловое – от 10^3 до $5 \cdot 10^5$ циклов нагружения и высокоцикловое – свыше $5 \cdot 10^5$ циклов нагружения за период эксплуатации. Под циклом нагружения понимают последовательность изменения нагрузки, которая заканчивается первоначальным состоянием и затем повторяется. Абсолютное значение разности между максимальным и минимальным значениями данного вида нагрузки называется размахом колебания нагрузки. Рассматриваются механические (изменение давления, осевой сжимающей силы, изгибающего момента, усилия болтовой затяжки), тепловые (изменения температуры конструкционных материалов по толщине и в месте стыка, коэффициентов температурного расширения стыкуемых материалов) и гидравлические (гидро-и пневмоудары от насосов и компрессоров) нагрузки.

Действие малоциклового нагружения проявляется в стыковых сечениях (фланцах, днищах, крышках), шпильках, отверстиях, патрубках (штуцерах),



опорных буртах, кольцах и ребрах жесткости, бандажах и др. конструктивных элементах и сборочных единицах.

Для малоциклового нагружения при превышении допускаемого числа циклов нагружения характерно усталостное разрушение, к которому приходит конструкционный материал с увеличением числа циклов нагружения через следующие этапы.

1 Образование микротрещин – малые остаточные деформации на границе атомов и молекул.

2 Образование неглубоких микротрещин как по длине, так и по толщине стенки аппарата.

3 Образование трещин, приводящих к потере герметичности сосуда.

4 Хрупкое разрушение сосуда, связанное с быстрым распространением трещин.

Основная причина появления трещин – термическая и малоцикловая усталость металла в районе концентраций напряжений, зачастую осложняемая различными коррозионными воздействиями.

Для наиболее опасных нагрузок и циклов нагружения выполняется расчет допускаемого числа циклов нагружения по уравнениям для квазистатического и усталостного критериев разрушения. В свою очередь, допускаемое число циклов нагружения определяет долговечность аппарата. Проверка прочности при расчете определяется по коэффициенту суммирования усталостных повреждений, равному сумме отношений числа реальных нагружений при данной нагрузке к допустимому числу нагружений при этой нагрузке, причем допускаемое суммарное накопленное повреждение не должно превышать единицу.

Существуют следующие методы расчета на прочность при малоцикловом нагружении.

1 Простой метод расчета – расчетное число циклов нагружения сравнивается с допустимым, полученным из опыта эксплуатации аналогичного промышленного оборудования.

2 Упрощенный метод расчета на основе вычисления коэффициента линейного суммирования усталостных повреждений с учетом вида сварного шва и типа соединяемых конструктивных элементов и вида нагружения.

3 Уточненный метод расчета на малоцикловую усталость для тонкостенных аппаратов с учетом амплитуды размаха отдельных составляющих напряжений и краевых напряжений в месте стыка.

4 Уточненный метод расчета на малоцикловую усталость детали или сборочной единицы для горячих аппаратов высокого давления с учетом циклограмм нагружения и изменения напряжений, краевой задачи в месте стыка, теоретических коэффициентов концентрации напряжений от давления и краевых сил и моментов, расчетных пределов усталости с учетом коэффициентов асимметрии.

Малоцикловое нагружение проявляется:

– при рабочих циклах эксплуатации: между пуском и остановом, авариях и отключениях электроэнергии;

– при циклах нагружения от повторяющихся испытаний давлением, изменяющимся по величине давления от срабатывания предохранительных мембран, срабаты-



вания систем КИПиА, изменения производительности аппарата или машины;

- при циклах нагружения за счет дополнительных усилий от воздействия при изменении усилий крепления элементов аппарата или машины и крепления трубопроводов, а также за счет дополнительных усилий, вызываемых вибрациями механического и вибродинамического происхождения;

- при циклах нагружения, вызванных изменением температурных деформаций при эксплуатации сосудов.

Малоцикловое нагружение не учитывается:

- при действии ветровых и сейсмических нагрузок (в расчетных методиках колонных аппаратов оно учитывается введением коэффициентов динамичности и сейсмичности);

- при действии нагрузок, возникающих при транспортировании и монтаже оборудования (в проектах на транспортирование и монтаж крупногабаритных аппаратов учитывается характер их динамического нагружения и предусматриваются мероприятия по их снижению);

- от нагрузок, размах колебаний которых не превышает 15 % (для углеродистых и низколегированных сталей) и 25 % (для сталей аустенитного класса);

- от температурных перепадов, при которых размах колебания температуры по толщине стенки корпуса не превышает 15 °С (для углеродистых и низколегированных сталей) и 20 °С (для сталей аустенитного класса).

Таким образом, малоцикловое нагружение генерируется переменными нагрузками: механическими (изменение давления, осевой сжимающей силы, изгибающего момента, усилия затяга болтового соединения), тепловыми (изменение температуры конструкционного материала, перепада температур по толщине стенки корпуса и элементов аппарата или машины, коэффициентов температурного расширения стали) и гидравлическими (гидро- и пневмоудары).

Малоцикловое нагружение испытывают: печи, котлы, прессы, контактные аппараты, колонны синтеза; аппараты, работающие под давлением, мельницы, дробилки, центрифуги и др.

Число циклов нагружения может достигать сотен тысяч, миллионов и более. Прочность элементов конструкций будет определяться либо сопротивлением малоцикловому разрушению с присущими ему циклическими упругопластическими деформациями при деформациях в пределах упругости, либо усталостным разрушением.

Расчеты статической прочности по номинальным напряжениям (по пределам текучести, временной прочности, длительной прочности или ползучести) позволяют выбирать основные размеры (толщина стенок, диаметры болтов и шпилек), исключающие разрушение при однократном нагружении максимальными механическими нагрузками или образование макропластических деформаций, затрудняющих или делающих невозможной нормальную работу сопрягаемых элементов.

Вместе с тем в конструкциях аппаратов имеются зоны концентрации напряжений, превышающих в 1,5...2 раза повторные упругопластичные деформации. Этими зонами являются стыковые сечения (корпус-днище, -крышка, -фланец, -бурт, -кольцо и -ребро жесткости, -бандаж), технологические штуцера, отверстия, болты и шпильки и др.



Прочность несущих элементов конструкции должна обосновываться, с одной стороны, по данным о номинальной и местной напряженности (размахи, амплитуды и коэффициенты асимметрии цикла напряжений), числе циклов, нестационарности напряжений и температур и, с другой – по данным о сопротивлении применяемых материалов, сварных и других соединений циклическим деформациям и разрушению.

Расчеты циклической прочности следует проводить в наиболее нагруженных зонах по стадии образования трещин. С увеличением числа циклов нагружения сначала идет образование микротрещин – малых остаточных деформаций на границе атомов, молекул, смещение дислокаций; затем – образование микротрещин как по длине, так и по толщине стенки аппарата.

При этом надо помнить, что усталостный характер напряжений существует для горячих сталей в пределах (по диапазону температур): 200...380 °С (углеродистые), 200...420 °С (низколегированные), 200...525 °С (аустенитные).

При выборе конструкционных сталей надо учитывать и такие явления, как:

- циклическое упрочнение сталей при $\sigma_{T(02)} / \sigma_B \leq 0,3$ – разрушение при большем числе циклов;
- циклическое разупрочнение сталей при $\sigma_{T(02)} / \sigma_B \geq 0,6...0,7$ – разрушение при меньшем числе циклов.

Вместе с тем в конструкциях аппаратов имеются зоны повышенной концентрации напряжений, превышающие в 1,5...2 раза повторные упругопластические деформации. Этими зонами являются стыковые сечения корпус-днище (крышка, фланец, бурт, кольцо и ребро жесткости, бандаж), технологические штуцера, отверстия, болты и шпильки и др.

Из вышесказанного следует: необходимо рассматривать квазистатическую ($N \leq 10^3$) и усталостную ($10^3 \leq N \leq 5 \cdot 10^5$) области нагружения.

При расчете на усталостную прочность нужно обратить внимание на важное обстоятельство. Достижение предельного состояния по условиям циклической прочности для расчетной зоны конструкции означает возможность появления в этой зоне усталостных трещин. Однако из-за того, что расчет проводится с установленными коэффициентами запаса прочности (обычно по напряжениям он равен 2, а по количеству циклов – 10), т. е. для гарантированного циклического ресурса, появление усталостного повреждения по достижении предельного количества циклов становится возможным, но не является неизбежным. Поэтому достижение предельного состояния по условию циклической прочности означает необходимость представительного контроля критической зоны и в случае отсутствия дефектов (трещин) по результатам этого контроля изделие (например, сосуд) сохраняет работоспособность в течение ограниченного промежутка времени. Его продолжительность определяет эксперт на основании анализа комплекса факторов, в частности потенциальной опасности сосуда, фактического состояния металла, реальных условий эксплуатации и т. п. Целесообразным в таком случае является расчет живучести сосуда с учетом кинетики развития трещиноподобного дефекта в металле (гипотетически заложенного в исходные условия) при последующей эксплуатации

5.1.2 *Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловом нагружении.* Условия применения расчетных формул:

– расчетные формулы настоящего стандарта применимы при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых учитывают ползучесть материалов, т. е. при таких температурах, когда допускаемое напряжение определяют по ГОСТ 14249–80 по пределу текучести или временному сопротивлению (пределу прочности). Если нет точных данных, то формулы применимы при условии, что расчетная температура стенки из углеродистой стали не превышает 380 °С, из низколегированной – 420 °С и из аустенитные – 525 °С;

– расчетные формулы применимы для сосудов, отвечающих условиям прочности при статических нагрузках по нормативно-технической документации;

– расчетные формулы применимы для элементов сосудов и аппаратов, для которых в нормативно-технической документации не приведен расчет на малоцикловую усталость.

Под циклом нагружения понимают последовательность изменения нагрузки, которая заканчивается первоначальным состоянием и затем повторяется.

Под размахом колебания нагрузки следует понимать абсолютное значение разности между максимальным и минимальным ее значениями в течение одного цикла.

При расчете на малоцикловую усталость учитывают следующие циклы нагружения:

1) рабочие циклы, которые имеют место между пуском и остановом рассчитываемого сосуда и относятся к нормальной эксплуатации сосудов;

2) циклы нагружения при повторяющихся испытаниях давлением;

3) циклы дополнительных усилий от воздействия крепления элементов – сосуда или аппарата и крепления трубопроводов;

4) циклы нагружения, вызванные стесненностью температурных деформаций при нормальной эксплуатации сосудов.

При расчете на малоцикловую усталость не учитывают циклы нагружения от:

– ветровых и сейсмических нагрузок;

– нагрузок, возникающих при транспортировании и монтаже;

– нагрузок, у которых размах колебания не превышает 15 % – для углеродистых и низколегированных сталей, а также 25 % – для аустенитных сталей от допускаемого значения, установленного при расчете на статическую прочность. При совместном действии нагрузок по подпунктам а-в этим условиям должна удовлетворять сумма размахов нагрузок. При определении суммы размахов нагрузок от различных воздействий не учитывают вспомогательную нагрузку, которая составляет менее 10 % от всех остальных нагрузок;

– температурных нагрузок, при которых размах колебания разности температур в двух соседних точках менее 15 °С – для углеродистых и низколегированных сталей и 20 °С – для аустенитных. Под соседними точками следует понимать две точки стенки сосуда, расстояние между которыми не превышает $\sqrt{2Ds}$, где D – диаметр сосуда; s – толщина стенки сосуда;



– размахов колебаний температуры в месте соединения материалов с различными коэффициентами линейного расширения, которые не превышают 50 °С.

Размах колебания главных нагрузок определяют на основе рабочих значений этих нагрузок.

Число циклов нагружения определяют по установленной в документации долговечности сосуда или аппарата. При отсутствии таких данных принимают долговечность 10 лет.

Расчет на малоцикловую усталость не проводят, если имеются положительные результаты эксплуатации аналогичного сосуда при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности.

Расчет на малоцикловую усталость не проводят, если для всех элементов сосуда выполняются следующие условия:

- 1) все изменения нагрузок, кроме давления, не превышают 15 %;
- 2) размах давления принимают постоянным в течение всего срока эксплуатации.

Допускаемое внутреннее избыточное давление обечайки, нагруженной внутренним избыточным давлением, следует рассчитывать по формуле

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

Амплитуду напряжений при нагружении можно найти по формуле

$$\sigma_A = \frac{\xi\eta[\sigma]}{2} \cdot \frac{\Delta p}{\rho},$$

где ξ и η определяют по таблицам 5.1 и 5.2. При расчете гладкой обечайки коэффициент принимают только для продольных сварных швов.

Значение ξ действительно только в том случае, когда площадь поперечного сечения и момент сопротивления сварного соединения не меньше соответствующих значений в наиболее слабом элементе узла.

Допускаемую амплитуду напряжений определяют по формуле

$$[\sigma_A] = \left(\frac{2300-t}{2300} \right) \cdot \frac{A}{\sqrt{n_N N}} + \frac{B}{n_\sigma}$$



Таблица 5.1 – Определение коэффициента

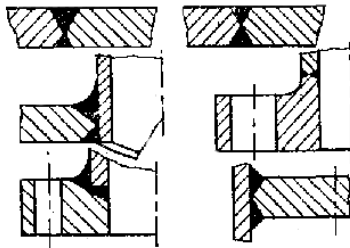
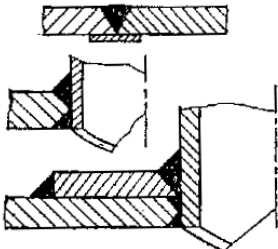
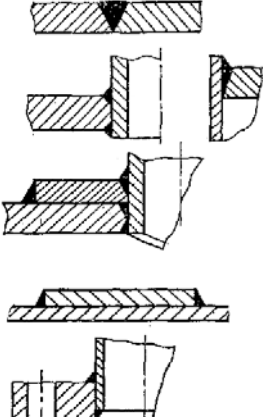
Тип сварного шва или соединение элементов	Примеры сварных швов	ξ
<p>Стыковые сварные швы с полным проваром и плавным переходом.</p> <p>Тавровые сварные швы с полным проваром и плавным переходом.</p> <p>Бесшовная обечайка</p>		1,0
<p>Сварные швы сосуда с подкладным листом по всей длине.</p> <p>Стыковые и тавровые сварные швы с полным проваром без плавного перехода. Сварные швы штуцеров с укрепляющим кольцом с полным проваром</p>		1,2
<p>Односторонние сварные швы без подкладного листа с непроваром в корне шва.</p> <p>Сварные швы штуцеров с конструктивным зазором.</p> <p>Сварные швы подкладных листов.</p> <p>Сварные швы плоских приварных фланцев с конструктивным зазором.</p> <p>Сварные швы штуцеров с укрепляющим кольцом и конструктивным зазором</p>		1,5

Таблица 5.2 – Определение коэффициента η

Узел или элемент сосуда	Расчетный элемент	Эскиз узла	η
Гладкая оболочка	Оболочка		1,5
Сферическая часть выпуклых днищ без отверстий			
Соединение оболочек разных толщин	Более тонкая оболочка		2,0
Плоское днище или крышка без отверстий (отверстия для болтов не учитываются), центральная зона	Плоское днище, крышка		
Эллипсоидное днище	Эллипсоидное днище		
Шпильки	Стержень		
Обечайки с кольцом жесткости	Обечайка		

Окончание таблицы 5.2

Узел или элемент сосуда	Расчетный элемент	Эскиз узла	η
Приварные встык фланцы с плавным переходом	Оболочка и фланец		2,0
Отбортованные штуцеры и лазы	Оболочка в месте установки штуцера или лаза		3,0
Оболочка со штуцером без накладного кольца	Оболочка в месте установки штуцера		
Соединение конической обечайки с цилиндрической обечайкой меньшего диаметра	Конический переход		
Приварные плоские фланцы к оболочке	Оболочка и фланец		4,0
Оболочка со штуцером и укрепляющим кольцом	Оболочка в месте установки штуцера		
Угловые соединения конической или сферической обечайки	Переход		
Болты и шпильки ($\sigma_B > 540$ МПа)	Резьба		5,0
Соединение с обечайкой приварных плоских днищ остальных типов	Цилиндрическая обечайка или плоское днище без отверстия (определяющим является элемент с более низким допускаемым давлением) в краевой зоне		

Допускаемое число циклов нагружения можно найти

$$[N] = \frac{1}{n_N} \left[\frac{A}{\left(\frac{\bar{\sigma}_A}{n_\sigma} - \frac{B}{n_\sigma} \right)} \cdot \left(\frac{2300-t}{2300} \right) \right]^{-2},$$

где $\bar{\sigma}_A = \max \left\{ \sigma_A; \frac{B}{n_\sigma} \right\}$.

Значения A и B , МПа, определяют по таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Определение коэффициентов A и B

Сталь	A	B
Углеродистая	$0,6 \cdot 10^5$	$1,43 \sigma_{c0} - 0,43 \sigma_{m20}$
Низколегированная	$0,46 \cdot 10^5$	или $0,66 \sigma_{e20} - 0,43 \sigma_{m20}$
Аустенитная коррозионно-стойкая	$0,6 \cdot 10^5$	σ_{c0} или 270

Коэффициенты запаса прочности по числу циклов $n_N = 10$, по напряжениям $n_\sigma = 2$.

Если $\bar{\sigma}_A = \frac{B}{n_\sigma}$, то число циклов нагружения не ограничивают и их влияние на прочность не учитывают.

В случае соединения сталей с разными механическими характеристиками определяющей является сталь, дающая меньшие значения $[\sigma_A]$ и $[N]$.

Сосуд считают выдержавшим расчет на малоцикловую усталость при выполнении условий $\sigma_A < [\sigma_A]$; $N < [N]$.

5.2 Программа работы

5.2.1 Ознакомиться с исходными данными (см. таблицу А.1).

5.2.2 Выполнить расчет допускаемой амплитуды напряжений.

5.2.3 Выполнить расчет допускаемого числа циклов нагружения.

5.2.4 Сделать вывод о возможности дальнейшей эксплуатации.

6 Практическое занятие № 6. Расчет металлических конструкций кранов

Цель работы: закрепление на практике методики расчета металлических конструкций, механизмов и узлов крана (канат, блок).

6.1 Основные теоретические сведения

6.1.1 *Выбор каната.* Расчет каната проводят в соответствии с Правилами Госпромнадзора РБ по формуле

$$P = SK,$$

где P – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по сертификату, а при проектировании – по данным соответствующего ГОСТа или технических условий;

S – наибольшее натяжение ветви каната с учетом КПД полиспаста (без учета динамических нагрузок);

K – минимальный коэффициент использования каната (таблица 6.1).



Таблица 6.1 – Минимальные значения коэффициентов использования канатов

Группа классификации механизма по ИСО 4301/1	Подвижный канат	Неподвижный канат
M1	3,15	2,50
M2	3,35	2,50
M3	3,55	3,00
M4	4,00	3,50
M5	4,50	4,00
M6	5,60	4,50
M7	7,10	5,00
M8	9,00	5,00

Примечание – Для автомобильных кранов грузоподъемностью до 16 т включительно при выборе каната должна приниматься группа классификации механизма подъема не менее M4

Натяжение ветви каната:

– набегающего на барабан, при подъеме груза весом Q

$$S_H = \frac{Q}{n\eta_{пол}} ;$$

– сбегающего с барабана, при опускании груза

$$S_H = \frac{Q\eta_{пол}}{n} .$$

Натяжение неподвижной ветви каната:

– при подъеме груза

$$S_0 = \frac{Q\eta_{пол}}{n} ;$$

– при опускании груза

$$S_0 = \frac{Q}{n\eta_{пол}} ,$$

где n – число ветвей полиспаста;

Q – номинальная грузоподъемность, включая вес грузозахватного органа, кгс;

$\eta_{пол}$ – КПД полиспаста (таблица 6.2).



Таблица 6.2 – Значения КПД полиспадов

КПД блока	Число ветвей полиспаста							
	2	3	4	5	6	8	10	12
0,94	0,98	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,82	0,79
0,95	0,98	0,96	0,94	0,93	0,91	0,88	0,85	0,82
0,96	0,98	0,97	0,95	0,94	0,93	0,90	0,87	0,85
0,97	0,99	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88
0,98	0,99	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92
0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98	0,97	0,97	0,96

Если в определенных положениях подвижных частей крана или грузовой подвески усилие в канате будет возрастать, то канат следует проверять по максимальному значению усилия

$$S_{\max} = \frac{(1 + mK_{\text{дин}})Q}{m\eta_{\text{пол}}},$$

где m – корректирующий коэффициент (таблица 6.3);
 $K_{\text{дин}}$ – динамический коэффициент (рисунок 6.1),

$$K_{\text{дин}} = (0,5 \dots 0,85)(\psi_{\text{дин}} - 1).$$

Значение $\psi_{\text{дин}}$ определяется из условий: $\psi_{\text{дин}} = 1,05 + v_n$ (двигатель с короткозамкнутым ротором); $\psi_{\text{дин}} = 1,05 + 0,7v_n$ (двигатель с фазным ротором (контактными кольцами)); $\psi_{\text{дин}} = 1,05 + 0,25v_n$ система плавного регулирования.

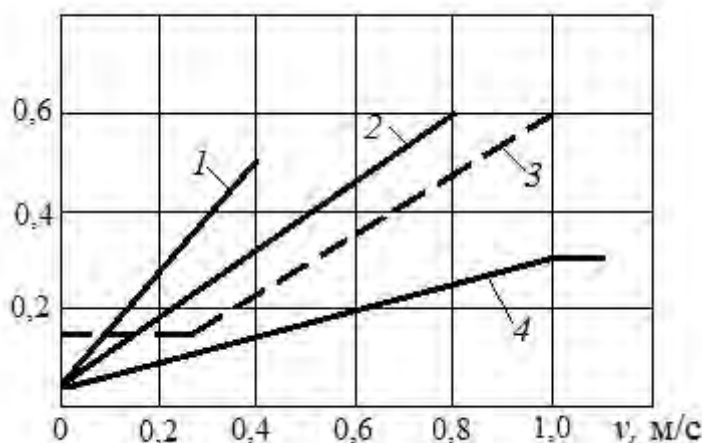
Таблица 6.3 – Значение корректирующего коэффициента

Грузозахватный орган	Характер изменения нагрузки на механизм подъема груза	Перемещаемый груз	m
Крюк	Весьма плавное нарастание вследствие высокой податливости груза	Пачки хлыстов	0,5
	Постепенное увеличение вследствие неодновременного отрыва груза от основания	Строительные детали, металлопрокат	0,75
	Резкое нарастание в результате одновременного отрыва груза от основания	Литейные изложницы при подъеме с металлического пола	1,5
Грейфер	Относительно плавное нарастание (отсутствии резких толчков и защемления грейфера)	Насыпные грузы, уложенные в штабеля	1,1
	Возможность резкого увеличения вследствие толчков при работе, защемление грейфера или груза	Круглый лес из вагонов, груз, находящийся в воде	1,5



Окончание таблицы 6.3

Грузозахватный орган	Характер изменения нагрузки на механизм подъема груза	Перемещаемый груз	m
Электромагнит	Постепенное нарастание в условиях, исключая притягивание груза к основанию или сцепление частей груза между собой	Стальные детали, уложенные на неметаллическое основание, разделанный скрап	1,1
	Ограниченное увеличение вследствие частичного притягивания груза к основанию или сцепление частей груза между собой	Стальные детали, уложенные на металлическую решетку, пачки листового материала (возможность регулирования магнитного поля)	1,4
	Резкое увеличение нагрузки в результате интенсивного притягивания груза к основанию или при сцеплении частей груза между собой	Стальные детали, уложенные на массивное сплошное стальное основание, пачки листов (отсутствие регулирования магнитного поля)	1,7



1 – короткозамкнутый двигатель; 2 – фазный электродвигатель, реостатный пуск; 3 – нормы ФЕМ; 4 – система плавного регулирования скорости

Рисунок 6.1 – Зависимость динамического коэффициента от скорости подъема груза

Значения поправочных коэффициентов 0,5...0,85 учитываются следующим образом – для тяжело нагруженных кранов, кранов, транспортирующих расплавленный, раскаленный металл, а также опасные, ядовитые и взрывчатые вещества, принимаются большие значения.

Однако, когда гарантированы только весьма редкие, эпизодические подходы крюка к крайнему положению или смещения центра тяжести груза, канат допускается проверять по значению натяжения – S_H .

В механизмах подъема следует применять канаты с линейным касанием проволок обыкновенной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36 \times (1 + 7 + 7/7 + 14) + 1$ о. с. (ГОСТ 7668); допускается применение канатов типа ЛК-Р конструкции $9 \times 19 \times (1 + 6 + 6/6) + 1$ о. с. (ГОСТ 2688) –

эти канаты могут быть использованы в качестве тяговых и монтажных.

Подъемные канаты должны быть крестовой свивки; односторонняя свивка допускается только для нераскручивающихся канатов. Канаты из проволоки с более высоким временным сопротивлением (2000 МПа) обладают меньшей долговечностью, их следует применять только в технически обоснованных случаях. При многослойной навивке на барабан, а также для кранов, работающих в условиях повышенных температур (200...250 °С и более), следует применять канаты с металлическим сердечником (ГОСТ 7669 и ГОСТ 7667). Для кранов, работающих на открытом воздухе или в помещении с повышенной влажностью, следует применять канаты из оцинкованной проволоки марок ЛС, СС (ГОСТ 7372). Для интенсивно эксплуатирующихся кранов перспективны канаты из пластически обжатых прядей (выполняемые по ТУ 14-4-1070–80), а также с покрытием полимерными пленками. Для канатных стропов рекомендуются канаты, обладающие повышенной гибкостью (ГОСТ 3071, ГОСТ 3079, ГОСТ 7668).

Для случая применения механизмов подъема с отдельными полиспастами или с отдельными подъемными механизмами при отсутствии дополнительных требований принимают, что на один полиспаст (механизм) приходится 40 %, а на другой – 60 % суммарной нагрузки от груза (с учетом соответствующего коэффициента перегрузки).

6.1.2 Расчет блоков. В соответствии с Правилами Госпромнадзора минимальные диаметры блоков и уравнильных блоков, огибаемых стальными канатами, определяются по формулам

$$D_2 = h_2 d_k; D_3 = h_3 d_k,$$

где D_2 и D_3 – диаметры соответственно блока и уравнильного блока по средней линии огибаемого каната, мм;

h_2 и h_3 – коэффициенты выбора диаметров соответственно блока и уравнильного блока (таблица 6.4);

d_k – диаметр каната, мм.

Таблица 6.4 – Минимальные коэффициенты для выбора диаметров блока h_2 и уравнильного блока h_3

Группа классификации механизма по ИСО 4301/1	Коэффициент выбора диаметров	
	h_2	h_3
М1	12,5	11,2
М2	14,0	12,5
М3	16,0	12,5
М4	18,0	14,0
М5	20,0	14,0
М6	22,4	16,0
М7	25,0	16,0
М8	28,0	18,0



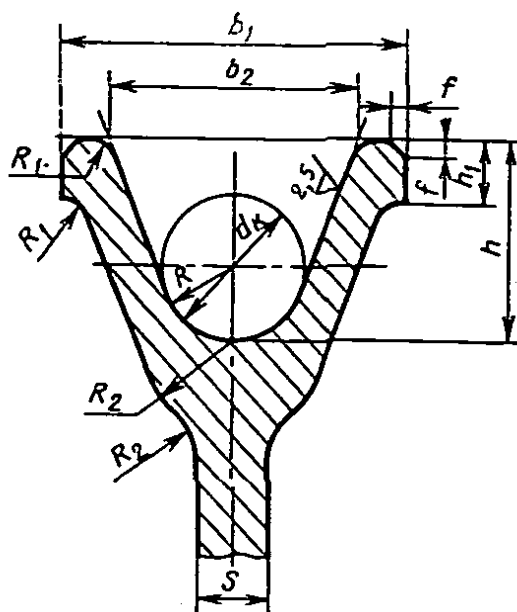
Диаметры уравнивающего и отклоняющего блоков рекомендуется принимать равными диаметрам других блоков полиспастной системы. Для повышения долговечности канатов интенсивно эксплуатирующихся кранов рекомендуется увеличивать диаметр блока.

Формулы для определения величин (большие значения для меньших диаметров каната) (рисунок 6.2)

$$R_{\text{обл}} = (0,53...0,60)d_k; R_{1\text{обл}} = (0,9...1,3)d_k; R_{2\text{обл}} = (1,2...1,25)d_k;$$

$$h_{\text{обл}} = (1,4...1,9)d_k; t_{\text{обл}} = S_{\text{обл}} = (0,5...0,75)d_k; n_{\text{обл}} = (0,2...0,25)d_k.$$

Полукруглая форма канавки обода с радиусом $R_{\text{обл}} = 0,53d_k$ создает наилучшие условия работы. С увеличением отношения R/d_k долговечность каната снижается (при плоском обода на 20...50 %). В механизмах, работающих в условиях запыленной среды, рекомендуется применять блоки с закаленной поверхностью ручья – твердость не ниже HRC 35, глубина закаленного слоя не менее 3 мм. Шероховатость поверхности ручья $Rz = 20$ мкм, а для закаленного ручья $Rz = 1,6$ мкм. Блоки монтируют только на подшипниках качения. Их следует размещать таким образом, чтобы угол схода каната (отклонение оси каната от плоскости симметрии ручья блока) не превышал $\beta = 6$.



Стальной блок: $S = 0,5d_k$; $R = 0,53 d_k$; $R = 0,2 d_k$; $R_2 = 0,7 d_k$; $h = 1,4 d_k$; $h_1 = 0,4 d_k$; $b_1 = 2,5 d_k$; $b_2 = 1,8 d_k$; $f = 0,07d_k$

Рисунок 6.2 – Рекомендуемые соотношения формы и размеров ручья блока

Кроме этого, рекомендуется, чтобы угол отклонения оси каната на блоке γ_0 ограничивался условием, чтобы канат не начал давить на край реборды (опасность излома), причем желательно выполнять условие $\gamma_0 \leq \beta$:

$$\operatorname{tg} \gamma_0 \leq \operatorname{tg} \alpha_{\text{бл}} \sqrt{1 - \frac{(1 + d_k / D_{0\text{бл}})^2}{1 + 2k / D_{0\text{бл}} + d_k \sin \alpha_{\text{бл}} / D_{0\text{бл}}}},$$

где $D_{0\text{бл}}$ – диаметр блока по дну канавки, $D_{0\text{бл}} = D_2 - 2R_{\text{бл}} = 12$;

k – глубина канавки до начала закругления профиля канавки;

$\alpha_{\text{бл}}$ – угол, равный половине угла раствора ручья, $\alpha_{\text{бл}} = 27,5^\circ$.

Если условие $\gamma_0 \leq \beta$ не выполняется, то необходимо пересмотреть размеры профиля ручья блока.

6.2 Программа работы

6.2.1 Ознакомиться с исходными данными (см. таблицу А.1).

6.2.2 Выполнить расчет каната.

6.2.3 Выполнить расчет блока.

6.2.4 Сделать выводы.

Список литературы

1 **Викторова, В. С.** Модели и методы расчета надежности технических систем / В. С. Викторова, А. С. Степанянц. – Москва : Ленанд, 2016. – 256 с.

2 **Беляев, В. М.** Конструирование и расчет оборудования отрасли: учебное пособие Ч. 1: Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств / В. М. Беляев, В. М. Миронов. – Томск : Том. политехн. ун-т, 2016. – 314 с.

3 **Лацинский, А. А.** Конструирование сварных химических аппаратов: справочник / А. А. Лацинский. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 382 с.

4 **Миронов, В. П.** Расчет сосудов и аппаратов: учебное пособие Ч. 1: Расчет основных конструктивных элементов / В. П. Миронов, И. В. Постникова. – Иваново: Иванов. гос. хим.-технол. ун-т, 2009. – 107 с.

5 **Тимонин, А. С.** Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: справочник в 2 т. / А. С. Тимонин. – Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2001. – Т. 1. – 756 с.

6 **ГОСТ 14249–89.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – Москва: Изд-во стандартов, 1989. – 55 с.

7 **ГОСТ 24755–89.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий. – Москва: Изд-во стандартов, 1989. – 33 с.

8 **РД 10–249–98.** Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. – Москва: ЦКТИ, 1999. – 168 с.

9 **РД 38.13.004–86.** Эксплуатация и ремонт технологических трубопроводов под давлением до 10,0 МПа (100 кгс/см²). – Москва: Химия, 1988. – 193 с.



Приложение А (обязательное)

Таблица А.1 – Исходные данные

Наименование величины	Значение величины			
	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
Практическое занятие № 1				
Расчетное давление, МПа	0,8	1,0	10	1,3
Расчетная температура, °С	220	310	330	190
Наружный диаметр трубопровода, мм	219	133	159	273
Марка стали трубопровода	Сталь 20	12Х18Н10Т	15ХМ	15Х1МФ
Радиус гиба трубопровода, мм	350	300	350	400
Дата ввода в эксплуатацию, год	1980	1985	1982	1981
Номинальная толщина прямого участка, мм	4,0	4,0	15,0	5,0
Номинальная толщина гиба, мм	5,0	6,0	18,0	7,0
Значения измеренной толщины прямого участка, мм	3,4; 3,7; 3,1; 3,5; 3,0; 2,9; 3,0; 2,9; 2,9; 3,7	2,5; 2,6; 2,4; 2,6; 2,3; 2,7; 2,6; 2,2; 2,2; 2,6; 2,4	13,2; 12,8; 12,8; 12,6; 12,0; 12,7; 12,9; 11,9; 11,9; 13,0; 12,6; 12,5	3,6; 3,3; 3,9; 3,7; 3,9; 3,2; 3,3; 3,6; 3,9; 3,8; 3,3
Значения измеренной толщины гиба, мм	2,8; 2,9; 2,7; 3,0; 2,7; 2,8; 3,2; 2,7; 2,8; 2,8; 2,7	3,4; 3,5; 3,8; 3,7; 3,5; 3,3; 3,5; 3,3; 3,4; 3,5; 3,5; 3,3	14,8; 14,0; 14,7; 14,8; 14,4; 14,2; 14,3; 13,9; 14,2; 14,3	3,8; 3,6; 4,2; 3,6; 3,8; 3,6; 3,7; 3,9; 4,0; 3,9
Практическое занятие № 2				
Котел				
Расчетное давление, МПа	1,3	2,4	12	0,8
Внутренний диаметр, мм	1000	1200	1600	850
Марка стали	20К	20К	16ГНМ	20К
Расчетная температура, °С	180	250	280	170
Высота выпуклой части днища, мм	370	390	420	290
Марка стали труб поверхностей нагрева	Сталь 10	Сталь 20	Сталь 20	Сталь 10
Наружный диаметр труб поверхностей нагрева, мм	57	60	76	51
Сосуд				
Расчетное давление, МПа	1,5	1,0	0,8	1,6
Внутренний диаметр, мм	1200	1800	2000	1600
Марка стали	16ГС	ВСт3	17ГС	12Х18Н10Т
Расчетная температура, °С	240	140	210	260
Высота выпуклой части днища, мм	380	430	490	420
Практическое занятие № 3				
Марка стали штуцера (укрепляющего кольца)	Сталь 20	Сталь 10	Сталь 20	12Х18Н10Т



Окончание таблицы А.1

Практическое занятие № 4				
Радиус вмятины в плане, мм	35	50	40	70
Величина отклонения δ , мм	3	5	4	6
Практическое занятие № 5				
Количество циклов нагружения за все время работы	36000	25000	40000	45000
Размах колебания рабочего давления, %	40	50	40	30
Практическое занятие № 6				
Номинальная грузоподъемность, включая вес грузозахватного органа, кгс	30000	40000	60000	50000
Число ветвей полиспаста	8	10	6	8
Скорость подъема, м/с	0,2	0,1	0,18	0,14
Группа классификации механизма по ИСО 4301/1	M7	M6	M8	M5
<i>Примечание</i> – Для выполнения практических занятий № 3–5 используются исходные данные и полученные значения практического занятия № 2				



Приложение Б (обязательное)

Символ	Название	Единица измерения
1	2	3
A	Характеристика материала	МПа
A_2	Площадь поперечного сечения накладного кольца	мм ²
a	Параметр, характеризующий некруглость	%
B	Характеристика материала	МПа
b	Минимальное расстояние между наружными поверхностями двух соседних штуцеров, измеряемое по поверхности укрепляемого элемента	мм
c	Сумма прибавок к расчетной толщине стенки обечайки, перехода или днища	мм
D	Внутренний диаметр расчетной детали	мм
D_a	Наружный диаметр расчетной детали	мм
D_p, D'_p, D''_p	Расчетные внутренние диаметры укрепляемого элемента	мм
d, d', d''	Внутренние диаметры штуцеров	мм
d_0	Наибольший расчетный диаметр отверстия, не требующего дополнительного укрепления	мм
d_{0p}	Расчетный диаметр	мм
d_p	Расчетный диаметр отверстия	мм
E	Модуль продольной упругости при расчетной температуре	МПа
h	Высота выпуклой части эллиптического или полусферического (полусферового) днища при номинальном внутреннем диаметре	мм
l_p	Расчетная ширина зоны укрепления в окрестности штуцера или торообразной вставки	мм
l_1, l'_1, l''_1 l_3, l'_3, l''_3	Исполнительные длины штуцеров	мм
$l_{1p}, l'_{1p}, l''_{1p}$ $l_{3p}, l'_{3p}, l''_{3p}$	Расчетные длины штуцеров	мм
l_2	Исполнительная ширина накладного кольца	мм
l_{2p}	Расчетная ширина накладного кольца	мм
n	Параметр зоны некруглости	—
N	Число циклов нагружения	—
$[N]$	Допускаемое число циклов нагружения	—
n_N	Коэффициент запаса прочности по числу циклов	—
n_σ	Коэффициент запаса прочности по напряжениям	—
p	Расчетное давление	МПа
$[p]$	Допускаемое давление	МПа
Δp_1	Размах колебания рабочего давления	МПа
R	Наибольший внутренний радиус выпуклого днища	мм
l	2	3
r	Внутренний радиус закругления	мм
s	Исполнительная толщина стенки элемента	мм
r_n	Радиус вмятины в плане	мм



Окончание таблицы Б.1

1	2	3
s_p	Расчетная толщина стенки обечайки, перехода или днища	мм
s_R	Расчетная толщина стенки детали	мм
s_1, s'_1, s''_1	Исполнительные толщины стенок штуцеров	мм
$s_{1p}, s'_{1p}, s''_{1p}$	Расчетные толщины стенок штуцеров	мм
s_2, s'_2, s''_2	Исполнительные толщины накладных колец	мм
s_3, s'_3, s''_3	Исполнительные толщины внутренних частей штуцеров	мм
t	Расчетная температура	°С
$x_1, x_2, x_3,$ $x'_1, x'_2, x'_3,$ x''_1, x''_2, x''_3	Отношения допускаемых напряжений	–
α_σ	Коэффициент концентрации напряжений	
δ	Величина отклонения от идеальной круговой формы или величина смещения и увода кромок	мм
φ	Расчетный коэффициент прочности	–
φ_d	Коэффициент прочности при ослаблении отверстиями	–
φ_c	Коэффициент прочности при ослаблении отверстиями с учетом укрепления	–
φ_w	Коэффициент прочности при ослаблении сварными соединениями	–
φ_1	Коэффициент прочности продольного сварного соединения штуцера	–
σ_A	Амплитуда напряжений, МПа (кгс/см ²)	МПа
σ_{m20}	Предел текучести материала при 20 °С	МПа
σ_{620}	Временное сопротивление материала при 20 °С	МПа
σ_{c0}	Предел выносливости при изгибе для 10 ⁶ циклов	МПа
σ_H	Номинальное напряжение	МПа
$[\sigma]$	Номинальное допускаемое напряжение при расчетной температуре стенки	МПа
$[\sigma_A]$	Допускаемая амплитуда напряжений	МПа
$[\sigma]_1$	Допускаемое напряжение для материала внешней части штуцера при расчетной температуре	МПа
$[\sigma]_2$	Допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре	МПа
$[\sigma]_3$	Допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера при расчетной температуре	МПа
η	Коэффициент, учитывающий местные напряжения	–
ξ	Коэффициент, учитывающий тип сварного соединения	
ψ	Половина центрального угла зоны некруглости	рад



Приложение В (обязательное)

Таблица В.1 – Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$ для сталей

В мегапаскалях

$t, ^\circ\text{C}$	Марка стали											
	ВСт3	08, 10, 12К, 15, 15К, 16К	20, 20К, 18К	15ГС, 16ГС, 09Г2С	10Г2 С1, 17ГС, 17Г1 С, 17Г1 СУ	16ГН М, 16ГН МА	12ХМ, 12МХ, 15ХМ	12Х1 МФ	15Х1 МФ	12Х1 1В2 МФ	12Х18 Н12Т, 12Х18 Н10Т	09Х14Н19 В2БР, 09Х16Н14 В2БР, 10Х16Н16 В2МБР
< 100	149	130	147	170	177	190	147	173	192	195	147	147
200	142	120	140	150	165	176						
250	131	108	132	145	156	172	145	166	186	183	125	131
275		102	126	140	150	169						
300	115	96	119	133	144	167	141	159	180	175	120	128
320		92	114	127	139	165						
340		87	109	122	133	163						
350	105	85	106	120	131	161	137	152	172	167	116	125
360		82	103	117	127	159						
380	93	76	97	112	121	157						
400	85	73	92	107	113	154	132	145	162	158	111	123
410	81	68	86	97	102							
420	75	62	79	87	90		129	142	158			
430	71	57	72	76	78	83						
440		51	66	68	70	80	126	139	154			
450		46	59	62	63	77	125	138	152	152	107	120
460		40	52	54	54	74	123	136	150			
470		34	46	46	46	64						
480		28	39	18		56	120	133	145			
500		20	26		34	41	95	113	120	145	104	117

Таблица В.2 – Нормативное сопротивление сталей

Марка стали	R_1^H , МПа	R_2^H , МПа
ВСт3сп	372	225
10	353	216
20	412	245
10Г2	471	265
15Х5, 15Х5М, 15Х5ВФ	392	216
12Х8ВФ	392	167
08Х18Н10Т	520	280
12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	529	291
12Х1МФ	441	260

