

### ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ ЛАБОРАТОРИЯ

## ОБЩЕСТВА С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

## ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР «КОНТРОЛЬ»

### Аттестат аккредитации РОСС RU.32468.04ЛЕГО.ИЛ.009

105118, город Москва, Ул. Буракова 27 Б.

e-mail: il.oc.kontrol@inbox.ru, тел.: +7 (932) 236-44-69

# ПРОТОКОЛ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ № КЛС-005-0358 от 23.05.2024 г

	34 49	
Утвердил Руководитель ИЛ	БС Богачев С. В.	
Испытал	Хлудок С. К.	
Количество страниц	30	
Наименование образца	Программа «Штуцер-МКЭ» для конечно-элементного расчета	
продукции	прочности и жесткости элементов сосудов и трубопроводов.	
Наименование и адрес	Общество с ограниченной ответственностью «НТП	
заявителя	Трубопровод».	
	ЙНН 7706076702, ОГРН 1027700208326.	
	Юридический адрес: 111141 г. Москва, ул. Плеханова, д. 7,	
	Антресоль пом. 1, комн. 26.	
Наименование и адрес	Общество с ограниченной ответственностью «НТП	
изготовителя	Трубопровод».	
	ЙНН 7706076702, ОГРН 1027700208326.	
	Юридический адрес: 111141 г. Москва, ул. Плеханова, д. 7,	
	Антресоль пом.1, комн. 26.	
Испытания на соответствие	ΓΟCΤ 34233.1-2017, ΓΟCΤ 34233.2-2017, ΓΟCΤ 34233.3-2017,	
	ΓΟCT 34233.6-2017, ΓΟCT 34233.9-2017, ΓΟCT 34233.10-2017,	
	ΓΟCT 34283-2017, ΠΗΑΕ Γ-7-002-86	
Дата получения образцов	09.05.2024 z.	
The second secon		
Количество пробы/образцов	1 um.	

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

## Условия проведения испытаний:

 Температура окружающей среды
 21-23°C

 Влажность
 66 - 68 %

Атмосферное давление 745-749 мм рт.ст.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Раздел	Требования / испытания	Заключение
ΓΟCT 34233.1- 2017	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования.	
	Расчет на прочность необходимо проводить для всех прогнозируемых состояний сосудов и аппаратов, работающих под давлением, возникающих во время их эксплуатации, испытания, транспортирования, монтажа. При этом следует учитывать все нагрузки и внешние факторы, которые могут оказать влияние на прочность и устойчивость конструкции, а также учитывать вероятность их одновременного воздействия.	С
	В частности, при определении расчетных параметров для каждого элемента сосуда или аппарата необходимо учитывать при условии их наличия следующие нагрузки и факторы:	
п.4.1	- внутреннее и/или наружное давление; - температуры окружающей среды и рабочие температуры; - разность температур в переходных состояниях или разность коэффициентов линейного расширения; - нагрузки от массы сосуда и его содержимого в рабочих условиях и условиях испытания; - нагрузки при транспортировании и монтаже сосуда; - инерционные нагрузки при движении, остановках и колебаниях элементов сосудов и аппаратов; - нагрузки от ветровых и сейсмических воздействий; - реактивные усилия (противодействия), которые передаются от опор, креплений, трубопроводов и т.д.; - ударные нагрузки от воздействия газожидкостной смеси или иных причин; - разность температур в переходных состояниях и/или разность коэффициентов линейного расширения; - нагрузки от стесненности температурных деформаций; - изменения давления и температуры как в процессе нормальной эксплуатации, так и при возможных нарушениях режима работы; - ползучесть металла; - усталость при переменных нагрузках; - вибрацию; - резонанс; - коррозию и эрозию; - старение металла, охрупчивание под действием среды и другие механизмы деградации материала.	C
п.4.2	При проектировании сосудов и аппаратов и выполнении расчетов на прочность необходимо учитывать все возможные предельные состояния, которые могут привести к выходу конструкции из строя и/или потере работоспособности.	С
п.4.3	В качестве критерия прочности, позволяющего использовать прочностные характеристики, полученные при одноосном растяжении, для анализа прочности элементов конструкции, находящихся в двух- или трехосном напряженно-деформированном состоянии, в ГОСТ 34233.1 - ГОСТ 34233.11 используется критерий прочности по теории максимальных касательных напряжений, за исключением сосудов из титана и титановых сплавов, для	С

	которых используется критерий прочности Мизеса - Хилла. В настоящем стандарте учет этого критерия для трансверсально-изотропных материалов осуществляют корректировкой коэффициентов запаса прочности. Применение этих критериев обязательно в любых расчетах, использующих коэффициенты запаса и допускаемые напряжения по ГОСТ 34233.1.	
п.4.4	Нормы и методы расчета на прочность, приведенные в ГОСТ 34233.1 - ГОСТ 34233.11, учитывают основные виды нагружения и основные, наиболее часто встречающиеся предельные состояния, которые могут привести к выходу конструкции из строя и/или потере работоспособности. При этом при соблюдении требований к материалам, конструкции, изготовлению и контролю, приведенных в ГОСТ 34347 и в соответствующих нормативных документах для сосудов и аппаратов из цветных металлов, исключается возможность хрупкого разрушения [см. перечисление г) 4.2.1].	С
п.4.5	Для подтверждения прочности, плотности, устойчивости и работоспособности конструкции могут быть использованы: - расчет по формулам, приведенным в ГОСТ 34233.1 - ГОСТ 34233.11; - численное моделирование напряженно-деформированного состояния и предельных состояний конструкции;	C
	- подтверждение прочности, плотности и работоспособности конструкции с помощью экспериментальных исследований и испытаний.  Расчеты на прочность элементов сосудов и аппаратов в ГОСТ 34233.2,	
п.4.5.1	элементов теплообменных аппаратов с плавающей головкой, U-образными трубами и камер секций аппаратов воздушного охлаждения в ГОСТ 34233.7 выполняются по методу предельных нагрузок.	С
п.4.5.2	Основным условием применения расчета по методу предельных нагрузок является достаточная пластичность материалов. Условно материал считается пластичным, если ударная вязкость на образцах КСV более 27 Дж/см2, удлинение образца при разрыве превышает 14 %, а отношение предела текучести к временному сопротивлению не более 0,8. Если материал не обладает достаточной пластичностью, то допускаемое напряжение определяют на основании специальных исследований или применяют другие методы расчета.	C
п.4.5.3	Предельная нагрузка определяется на основе анализа, использующего теорему о нижней границе несущей способности и расчетную схему, предполагающую, что материал является жесткопластическим, зависимость деформация — перемещение относится к теории малых перемещений и при решении уравнений равновесия не учитываются перемещения элементов конструкции под нагрузкой.	С
п.4.5.4.	Для обеспечения единого подхода и удобства расчета коэффициенты за-паса прочности по отношению к предельным нагрузкам отнесены к прочностным характеристикам используемого матери ала и учитываются при назначении допускаемых напряжений.	С
п.4.5.5	При расчете на устойчивость допускаемые нагрузки определяют по нижним критическим напряжениям.	С
п.4.5.6	Численное моделирование конструкции проводят, когда конструктивные особенности или особенности нагружения не позволяют рассчитать ее с помощью расчетных формул ГОСТ 34233.2 — ГОСТ 34233.11, когда те или иные параметры конструкции выходят за пределы применения рас четных формул ГОСТ 34233.2 — ГОСТ 34233.11 или в ГОСТ 34233.2 — ГОСТ 34233.11 содержатся прямые указания на возможность выполнения альтернативного расчета численными методами, при этом следует руководствоваться дополнительными требованиями, содержащимися в ГОСТ 34233.2 — ГОСТ 34233.11.	C
п.4.5.7	Численное моделирование конструкции может осуществляться с использованием следующих моделей поведения материала: условно упругого и упругопластического.	С
п.4.5.7.1	Условный упругий расчет проводят с оценкой по категориям напряжений. Критерии оценки результатов условного упругого расчета приведены в 8.10.	С
п.4.5.7.2	Упругопластический расчет проводят с учетом физической и в случае необходимости геометрической нелинейности. Этот метод позволяет получить	НП

	более точную оценку прочности, устойчивости и работоспособности конструкции, но существенно сложнее условного упругого расчета.	
п.4.5.8	Допускается также при анализе конструкций, отсутствующих в ГОСТ 34233.2 — ГОСТ 34233.11 или выходящих за пределы применения расчетных формул ГОСТ 34233.2 — ГОСТ 34233.11, использовать методы и подходы, аналогичные используемым в соответствующих стандартах и перечисленные	С
	в 4.5.1.	
п.5.1	Расчетную температуру используют для определения прочностных характеристик материала и допускаемых напряжений, а также при расчете на прочность с учетом температурных воздействий.	C
	Расчетную температуру стенки определяют на основе теплотехнических расчетов или результатов испытаний, а также на основании опыта эксплуатации аналогичных сосудов.	С
п.5.2	За расчетную температуру стенки сосуда или аппарата принимают наибольшую температуру стенки элемента с учетом температурных условий, ожидаемых в процессе эксплуатации. При рабочей температуре среды ни-же 20°С за расчетную температуру при определении допускаемых напряжений принимают температуру 20°С. Минимальные температуры стенки элементов сосудов и аппаратов, находящихся под давлением, используют при выборе материалов для того, чтобы избежать возникновения условий, при которых возможно хрупкое разрушение.	С
5.2	Если невозможно провести тепловые расчеты или измерения и если во время эксплуатации температура стенки повышается до температуры среды, соприкасающейся со стенкой, то за расчетную температуру следует принимать наибольшую температуру среды, но не ниже 20°С.	С
п.5.3	При обогреве открытым пламенем, отработанными газами или электронагревателями расчетную температуру принимают равной температуре среды, увеличенной на 20°C при закрытом обогреве и на 50°C при прямом обогреве, если нет более точных данных.	С
п.5.4	Если сосуд или аппарат эксплуатируется при нескольких различных режимах нагружения или разные элементы аппарата работают в разных условиях, для каждого режима допускается определять свою расчетную температуру.	С
п.5.5	Расчет с учетом температурных напряжений следует выполнять в случаях, указанных в ГОСТ 34233.2 - ГОСТ 34233.4, ГОСТ 34233.6 - ГОСТ 34233. 11, и при выполнении расчетов в соответствии с 8.10.	С
п.5.6	При расчете напряжений, вызванных стесненностью температурных деформаций, используют возможные при эксплуатации значения температур различных элементов, приводящие к возникновению наибольших температурных напряжений или наиболее неблагоприятного сочетания различных напряжений. Эти температуры могут отличаться от расчетных температур, используемых при определении допускаемых напряжений.	С
п.5.7	Напряжения, вызванные стесненностью температурных деформаций, представляют особую опасность при значительном числе теплосмен. При относительно высоких скоростях нагрева и/или охлаждения элементов сосуда или аппарата температуры, используемые при расчете напряжений, вызванных стесненностью температурных деформаций, следует определять, исходя из результатов решения задачи нестационарной теплопроводности, учитывающей влияние на распределение температур скорости нагрева — охлаждения.	С
п.6.1	Под рабочим давлением для сосуда и аппарата следует понимать максимальное внутреннее избыточное или наружное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, без учета гидростатического давления среды и допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана или других предохранительных устройств.	С
	Под расчетным давлением в рабочих условиях следует понимать давление, на	С
п.6.2	которое проводят расчет на прочность.  Расчетное давление для сосуда или аппарата принимают (назначают), как	

	Необходимость превышения расчетного давления над рабочим определяют с учетом назначения сосуда или аппарата, условий его эксплуатации и наличия предохранительных устройств. Если на сосуде или подводящем трубопроводе к сосуду установлено предохранительное устройство, ограничивающее давление в сосуде, то при определении расчетного давления не учитывают кратковременное превышение рабочего давления в пределах 10 %.	НΠ
	Если в сосуде или аппарате имеются два герметично разделенных пространства или более, значения расчетного давления назначаются для каждого из пространств в отдельности.  При проектировании сосуда или изменении параметров эксплуатации при реконструкции расчетное давление для сосуда или аппарата должно либо задаваться заказчиком, либо определяться организацией, выполняющей расчет сосуда.  Если сосуд или аппарат работает в двух или более режимах, расчетное давление назначается для каждого режима в отдельности.	С
	Для каждого элемента сосуда или аппарата при расчетах используют свое значение расчетного давления, которое должно учитывать:	С
	- внутреннее избыточное/наружное давление; - гидростатическое давление от среды, содержащейся в сосуде; - инерционные нагрузки при движении или сейсмических воздействиях. Гидростатическое давление от среды, содержащейся в сосуде, учитывают при назначении расчетного давления для элемента сосуда в случае, если оно равно или более 5% расчетного давления для сосуда.	С
п.6.3	Для элементов сосуда или аппарата, разделяющих пространства с разными давлениями (на пример, в аппаратах с обогревающими рубашками), за расчетное давление следует принимать либо каждое давление в отдельности, либо давление, которое требует большей толщины стенки рассчитываемого элемента. Если обеспечивается одновременное действие давлений, то допускается проводить расчет на разность давлений. Разность давлений принимается в качестве расчетного давления также для таких элементов, которые отделяют пространства с внутренним избыточным давлением от пространства с абсолютным давлением меньшим, чем атмосферное. Если отсутствуют точные данные о разности между абсолютным давлением и атмосферным, то абсолютное давление принимают равным нулю.	С
п.6.4	Под пробным давлением в сосуде или аппарате следует понимать давление, при котором проводят испытание сосуда или аппарата.  Для сосуда или аппарата, работающего в двух или более режимах, значение пробного давления принимается наибольшим из определенных для каждого режима.	С
п.6.5	Под расчетным давлением в условиях испытаний для элементов сосудов или аппаратов следует принимать давление, которому они подвергаются во время пробного испытания, включая гидростатическое давление. Гидростатическое давление от среды, содержащейся в сосуде, учитывают при назначении расчетного давления для элемента сосуда в случае, если оно равно или более 5% пробного давления.	С
п.7	За расчетные усилия и моменты принимают действующие для соответствующего состояния нагружения (например, при эксплуатации, испытании или монтаже) внутренние усилия и моменты, возникающие в результате действия собственной массы сосуда и аппарата, массы рабочей среды, инерционных нагрузок, нагрузок от реакции опор и присоединенных трубопроводов, сейсмических, ветровых и других внешних нагрузок. Расчетные усилия и моменты от ветровых, сейсмических и других внешних нагрузок определяют по ГОСТ 34283.	С
п.8.1	Допускаемое напряжение при расчете по предельным нагрузкам сосудов и аппаратов, работающих при статических однократных нагрузках, вычисляют по формулам (1)-(9)	С
п.8.2	Коэффициенты запаса прочности должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 1.	С

п.8.3	Поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям должен быть равен единице, за исключением стальных отливок, для которых коэффициент имеет следующие значения: 0,8 - для отливок, подвергающихся индивидуальному контролю неразрушающими методами и 0,7 - для остальных отливок.	С
п.8.4	Расчет на прочность цилиндрических обечаек и конических элементов, выпуклых и плоских днищ и крышек, фланцев для условий испытания проводить не требуется, если расчетное давление в условиях испытания будет меньше, чем расчетное давление в рабочих условиях, умноженное на $1,35([\sigma]_{20}/[\sigma])$ .	С
п.8.5	Для материалов, широко используемых в химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности, допускаемые напряжения для рабочих условий при, равном 1, приведены в приложении А.	С
п.8.6	Допускаемые напряжения для материалов, не приведенных в приложении А, определяют по 8.1. Расчетные механические характеристики, необходимые для определения допускаемых напряжений, определяют при нормальной температуре по соответствующим стандартам или техническим условиям, а при повышенных температурах - после проведения испытаний представительного числа образцов, обеспечивающих гарантированные значения прочностных характеристик материала.  Для импортных материалов, применяемых для изготовления сосудов, работающих под давлением, коэффициенты запаса при выборе допускаемых напряжений должны быть не ниже значений, указанных в таблице 1.	C
п.8.7	Для стальных элементов сосудов и аппаратов, работающих в условиях ползучести при разных за весь период эксплуатации расчетных температурах, давлениях и других нагрузках, следует выполнять расчет на каждое из возможных в течение эксплуатации в условиях ползучести сочетание нагрузок и определять для этого сочетания нагрузок расчетное допускаемое время эксплуатации (Т)і. При этом должно соблюдаться условие (10).	С
п.8.8	Допускаемое напряжение для сосудов из двухслойных сталей вычисляют по формуле (11)	C
п.8.9	Сосуды и аппараты, работающие при малоцикловых нагрузках, дополнительно рассчитываются по ГОСТ 34233.6.	C
п.8.10	Для элементов сосудов и аппаратов, рассчитываемых по условным упругим напряжениям, оценку следует проводить по приведенным значениям напряжений в критических сечениях, которые разбивают по категориям на общие и местные напряжения. Приведенные напряжения в критических расчетных сечениях сосудов и аппаратов из стали, алюминия, меди и их сплавов определяют в соответствии с теорией максимальных касательных напряжений, за исключением сосудов из титана и титановых сплавов, для которых используется критерий Мизеса — Хилла для трансверсально-изотропных материалов, у которых механические свойства изотропны в плоскости слоя и анизотропны по толщине. Допускается определять приведенные напряжения для оболочечных конструкций из титана и титановых сплавов так же, как для стали. При этом влияние анизотропии учитывают при оценке несущей способности введением повышенного значения запаса прочности в соответствии с 8.2. Расчет выполняется по формулам (12)-(15)	C
п.8.11	Расчетные механические характеристики материалов приведены в приложении Б.	С
п.9	Коэффициент запаса устойчивости <i>пу</i> при расчете сосудов и аппаратов на устойчивость по нижним критическим напряжениям в пределах упругости следует принимать:  - <i>пу</i> =2,4 - для рабочих условий;  - <i>пу</i> =1,8 - для условий испытания и монтажа.	C
п.10.1	Расчетные значения модулей продольной упругости материалов приведены в приложении В.	С
п.10.2	Расчетные значения коэффициентов линейного расширения приведены в приложении Г.	С
п.11	При расчете на прочность сварных элементов сосудов допускаемые	С

зависящий от типа шва и от объема неразрушающего контроля соединения сварного (паяного) соединения.  Числовые значения этих коэффициентов приведены в приложении Д.  Для бесшовных элементов сосудов коэффициент ф равен 1.  п.12 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов  При расчете сосудов и аппаратов необходимо учитывать прибавки с к расчетным толщинам элементов сосудов и аппаратов.	
Числовые значения этих коэффициентов приведены в приложении Д.  Для бесшовных элементов сосудов коэффициент ф равен 1.  п.12 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов  При расчете сосудов и аппаратов необходимо учитывать прибавки с к расчетным толщинам элементов сосудов и аппаратов.	
Для бесшовных элементов сосудов коэффициент φ равен 1.  п.12 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов При расчете сосудов и аппаратов необходимо учитывать прибавки с к расчетным толщинам элементов сосудов и аппаратов.	
п.12 Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов При расчете сосудов и аппаратов необходимо учитывать прибавки с к расчетным толщинам элементов сосудов и аппаратов.	
При расчете сосудов и аппаратов необходимо учитывать прибавки с к расчетным толщинам элементов сосудов и аппаратов.	
расчетным толщинам элементов сосудов и аппаратов.	
*	
Исполнительную толщину стенки элемента сосуда вычисляют по формуле	
(16).	
п.12.1 Сумму прибавок к расчетным толщинам вычисляют по формуле (17).	C
Если в расчете рассматривается несколько элементов, отличающихся материалами, способом изготовления или толщинами, то сумма прибавок к	
расчетным толщинам стенок определяется для каждого элемента в	
отдельности. При поверочном расчете прибавку вычитают из значений	
исполнительной толщины стенки.	
Обоснование всех прибавок к распетним толимнам получно быту привалано в	
п.12.2 Технической документации.	C
Прибавка к расчетной толщине для компенсации коррозии (эрозии)	
назначается с учетом условий эксплуатации, расчетного срока службы,	
	С
При двухстороннем контакте с коррозионной и/или эрозионной средой	C
прибавка должна быть соответственно увеличена.	
Технологическая прибавка с <sub>3</sub> предусматривает компенсацию утонения стенки	
DIAMANTA COCUTA TIAN TAYNOTOFINIACION OFFICIALIST DISTRICT INTERNICALISTA	<b>C</b>
п.12.4 термической обработке, гибке труб и т.д. В зависимости от принятой	С
технологии эту прибавку следует учитывать при разработке рабочих чертежей.	
Прилод Попусуаемые напражения или рабоних условий	C
жение А	С
Прило- Коэффициенты прочности сварных и паяных швов	С
жение Д	<u> </u>
ГОСТ Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет	
34233.2- цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и	
2017 крышек.	
п.4.1 Приведенный в настоящем стандарте расчет применим при выполнении	С
треоовании ГОСТ34233.1.	
В основу расчетных формул, приведенных в настоящем стандарте, при оценке	
прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость	C
прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих	C
прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято	С
прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.	С
плем прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и да достовне прочности (устойнивости) провершот на основе их личейного	
пли прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного	C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные	
пл.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.	
пл.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при	С
пл.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при	
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при	С
пл.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при	С
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.	С
прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы	С
прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы	C C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы п.5.1.1 Расчетные схемы цилиндрических обечаек приведены на рисунках 1—4.  П.5.2 Условия применения расчетных формул Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру:	C C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы  п.5.1.1 Расчетные схемы цилиндрических обечаек приведены на рисунках 1—4.  П.5.2 Условия применения расчетных формул  Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру:	C C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы п.5.1.1 Расчетные схемы цилиндрических обечаек приведены на рисунках 1—4.  П.5.2 Условия применения расчетных формул Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру:	C C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы  п.5.1.1 Расчетные схемы цилиндрических обечаек приведены на рисунках 1—4.  п.5.2 Условия применения расчетных формул  Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру: (s-c)/D < 0,1 для обечаек и труб при D > 200 мм; (s-c)/D < 0,3 для труб при D <	C C
пл.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы  п.5.1.1 Расчетные схемы цилиндрических обечаек приведены на рисунках 1—4.  п.5.2 Условия применения расчетных формул  Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру: (s-c)/D < 0,1 для обечаек и труб при D > 200 мм; (s-c)/D < 0,3 для труб при D < 200 мм.	C C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5. Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1.1 Расчетные схемы  п.5.2.1 Условия применения расчетных формул  Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру: (s-c)/D < 0,1 для обечаек и труб при D > 200 мм; (s-c)/D < 0,3 для труб при D < 200 мм.  Формулы, приведенные в 5.3.2, 5.3.4— 5.3.7 и 5.4.2, следует применять при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых учитиврестся полючесть материалия таких температурах когля	C C C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы  п.5.2.1 Расчетные схемы щилиндрических обечаек приведены на рисунках 1—4.  п.5.2 Условия применения расчетных формул  Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру: (s-c)/D < 0,1 для обечаек и труб при D > 200 мм; (s-c)/D < 0,3 для труб при D < 200 мм.  Формулы, приведенные в 5.3.2, 5.3.4— 5.3.7 и 5.4.2, следует применять при условии, что расчетные температуры к первышают значений, при которых учитывается получесть материалов, т. е. при таких температурах когла	C C
п.4.2 прочности по ложен метод предельных нагрузок. При расчете на устойчивость от внешнего давления, при вакууме, а также от других нагрузок, вызывающих сжимающее напряжение, в качестве предельного состояния принято достижение нижних критических напряжений.  При одновременном действии нескольких нагрузок (давления, осевого сжатия и т. д.) условие прочности (устойчивости) проверяют на основе их линейного взаимодействия, за исключением случаев, когда имеются более точные решения.  В настоящем стандарте приведены формулы для определения исполнительных размеров элементов сосудов и аппаратов при проектировочном расчете и определении допускаемых нагрузок при поверочном расчете.  п.5 Расчет цилиндрических обечаек  п.5.1 Расчетные схемы  п.5.1.1 Расчетные схемы  п.5.2 Условия применения расчетных формул  Расчетные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру: (s-c)/D < 0,1 для обечаек и труб при D > 200 мм; (s-c)/D < 0,3 для труб при D < 200 мм.  Формулы, приведенные в 5.3.2, 5.3.4— 5.3.7 и 5.4.2, следует применять при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых учитывается ползучесть материалов, т. е. при таких температурах, когда	C C C

	которые не превышают 380 °C для углеродистых ста лей, 420 °C— для низколегированных и легированных сталей, 525 °C— для аустенитных сталей, 150 °C— для алюминия и его сплавов, 250 °C— для меди и ее сплавов, 300 °C— для титана и его сплавов.	
п.5.2.3	Для обечаек, подкрепленных кольцами жесткости, дополнительно к требованиям 5.2.1 и 5.2.2 следует выполнять следующие ограничения:  - отношение высоты сечения кольца жесткости к диаметру h2/D < 0,2;  - расчетные формулы следует применять при условии равномерного расположения колец жесткости;  - в тех случаях, когда кольца жесткости установлены неравномерно, значения b и 11 необходимо подставлять для того участка, на котором расстояние между двумя соседними кольцами жесткости максимальное;  - если 12 > 11, то в качестве расчетной длины принимают 12.	НΠ
	Примечание: В случае отсутствия полной теплоизоляции колец жесткости теплоизолированных сосудов и в других технически обоснованных случаях необходимо выполнить дополнительный расчет колец жесткости на совместное действие давления и напряжений от стесненности температурных деформаций с оценкой по ГОСТ 34233.1 (пункт 8.10). При этом суммарные мембранные и изгибные напряжения в ободе кольца не должны превышать величину 2[ $\sigma$ ]к.	НП
п.5.2.4	Расчетные формулы для обечаек, работающих под действием осевого сжимающего усилия, приведенные в 5.3.4, 5.4.3, применимы при следующем условии: I/D> 1 или b/D> 1. Для обечаек, у которых I/D < 1 или b/D < 1, при отсутствии более точных расчетов допускается пользоваться формулами (15) и (17).	С
п.5.3	Гладкие цилиндрические обечайки	
п.5.3.1	Обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением	
п.5.3.1.1	Толщину стенки вычисляют по формуле (1), где расчетную толщину стенки вычисляют по формуле (2)	С
п.5.3.1.2	Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле (3)	С
п.5.3.1.3	При изготовлении обечайки из листов разной толщины, соединенных продольными швами, расчет толщины обечайки проводят для каждого листа с учетом имеющихся в них ослаблений.	НП
п.5.3.2	Обечайки, нагруженные наружным давлением	
п.5.3.2.1	Значение необходимой толщины стенки может быть предварительно вычислено по формулам (4) и (5) с обязательной последующей проверкой по формуле (7).  Толщину стенки вычисляют по формуле (4) Расчетную толщину стенки вычисляют по формуле (5) Коэффициент В вычисляют по формуле (6)	С
	Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (7), допускаемое давление из условия прочности вычисляют по формуле (8), а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости вычисляют по формуле (9). Коэффициент В1 вычисляют по формуле (10).	С
п.5.3.2.2	При определении расчетной длины обечайки 1 или L длину примыкающего элемента 13 следует вычислять по формулам: 13 = H/3 для выпуклых днищ; 13 = D/(6 tg(α1)) для конических обечаек (днищ) без отбортовки, но не более длины конического элемента; 13 = max(r sin(α1), D/(6 tg(α1))) — для конических обечаек (днищ) с отбортовкой, но не более длины конического элемента. Если примыкающими элементами являются одна или несколько обечаек той же или другой толщины, при определении расчетной длины обечайки следует учитывать их суммарную длину.	С
п.5.3.3	Обечайки, нагруженные осевым растягивающим усилием	l
п.5.3.3	Обечайки, нагруженные осевым растягивающим усилием Толщину стенки вычисляют по формуле (11) Расчетную толщину стенки вычисляют по формуле (12)	НП
		НП С
п.5.3.3.1	Толщину стенки вычисляют по формуле (11) Расчетную толщину стенки вычисляют по формуле (12)	

п.5.3.5.1	Допускаемый изгибающий момент вычисляют по формуле (21). Допускаемый изгибающий момент из условия прочности вычисляют по формуле (22). Допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости в пределах упругости вычисляют по формуле (23)	С
п.5.3.5.2	Для рабочих условий (пу = 2,4) допускаемый изгибающий момент можно вычислять	НП
п.5.3.6	по формуле (24) Обечайки, нагруженные поперечными усилиями	НΠ
	Обечайки, работающие под совместным действием наружного давления,	
п.5.3.7	осевого сжимающего усилия, изгибающего момента и поперечного усилия	НΠ
п.5.4	Цилиндрические обечайки, подкрепленные кольцами жесткости	НП
п.6	Расчет выпуклых днищ и крышек	
п.6.1	Расчетные схемы На рисунке 8 приведены расчетные схемы эллиптических, полусферических и	
п.6.1.1	торосферических днищ.  На рисунках 12—15 приведены расчетные схемы неотбортованных сферических днищ и крышек.	С
п.6.2	Условия применения расчетных формул	
п.6.2.1	Формулы применимы при выполнении условий: $- \text{для эллиптических днищ } 0,002 \leq \frac{s_1-c}{D} \leq 0,100,  0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5 \; ;$ $- \text{для торосферических днищ } 0,002 \leq \frac{s_1-c}{D} \leq 0,100.$ Для торосферических днищ в зависимости от соотношения параметров R, $D_1$ , $r_1$ приняты следующие типы днищ: $- \text{тип } A \; R \approx D_1,  r_1 \geq 0,095D_1 \; ;$ $- \text{тип } B \; R \approx 0,9D_1,  r_1 \geq 0,170D_1 \; ;$ $- \text{тип } C \; R \approx 0,8D_1,  r_1 \geq 0,150D_1 \; .$ Для сферических неотбортованных днищ и крышек формулы следует применять при $(s_1-c)/R_c \leq 0,1$ и $0,85D \leq R_c \leq D$ . Для неотбортованных сферических днищ и крышек (см. рисунки 12-15), нагруженных внутренним избыточным давлением, расчетные формулы следует применять при дополнительном условии $(s_1-c)/R_c \geq 0,002$ . Формулы для неотбортованных сферических днищ и крышек применяют при условии выполнения угловых швов с двусторонним сплошным проваром. Формулы не учитывают нагружение колец дополнительными нагрузками, например опорными элементами.	C
п.6.2.2	Формулы, приведенные в 6.3.2 и 6.4.2, применимы при условии, если расчетные температуры не превышают значений, при которых учитывается ползучесть материалов, т.е. при таких температурах, когда допускаемое напряжение определяют только по пределу текучести или временному сопротивлению (пределу прочности). Если нет точных данных по этим температурам, то формулы применимы при расчетных температурах, которые не превышают 380°C для углеродистых сталей, 420°C - для низколегированных и легированных сталей, 525°C - для аустенитных сталей, 150°C - для алюминия и его сплавов, 250°C - для меди и ее сплавов, 300°C - для титана и его сплавов.	С
п.6.3	Эллиптические и полусферические днища	
п.6.3.1	Эллиптические и полусферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением	
п.6.3.1.1	Толщину стенки вычисляют по формулам (42), (43)	С
п.6.3.1.2	Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле (44)	С
п.6.3.1.3	Радиус кривизны в вершине днища равен $R=D^2/(4H)$ , где $R=D$ - для эллиптических днищ с H, равным $0.25$ D; $R=0.5$ D — для полусферических днищ с H, равным $0.5$ D	C
п.6.3.1.4	Если длина цилиндрической отбортованной части днища $h_1 > 0.8\sqrt{D(s_1-c)}$ для эллиптического днища или $h_1 > 0.3\sqrt{D(s_1-c)}$ для полусферического днища, то толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки, рассчитанной в соответствии с 5.3.1 при $\varphi_p$ , равном 1.	С
п.6.3.1.5	Для днищ, изготовленных из одной заготовки, коэффициент ф равен 1	С
п.6.3.2	Эллиптические и полусферические днища, нагруженные наружным давлением	

п.6.3.2.1	Значение необходимой толщины стенки может быть предварительно вычислено по формулам (46), (47) с обязательной последующей проверкой по формуле (48).  Для предварительного расчета К3 принимают равным 0,9 для эллиптических днищ и 1 - для полусферических днищ.	С
п.6.3.2.2	Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (48), где допускаемое давление из условия прочности рассчитывается по формуле (49), а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости по формуле (50).	С
п.6.3.2.3	Коэффициент К3 определяют по графику, приведенному на рисунке 9, или вычисляют по формулам (51), (52)	С
п.6.4	Торосферические днища	
п.6.4.1	Торосферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением	
п.6.4.1.1	Толщину стенки в краевой зоне вычисляют по формулам (53), (54). Для сварных днищ следует дополнительно проверить толщину стенки в центральной зоне по формулам (55), (56). За расчетное значение принимают большее из значений, полученных по формулам (53) и (55).	С
п.6.4.1.2	Допускаемое избыточное давление из условия прочности краевой зоны вычисляют по формуле (57).  Для сварных днищ необходимо дополнительно проверить допускаемое избыточное давление из условия прочности центральной зоны по формуле (58).  За допускаемое давление принимают меньшее из давлений, определяемых по формулам (57), (58).	С
п.6.4.1.3	Коэффициент β1 определяют по графику, приведенному на рисунке 10, а β2 определяют по графику, приведенному на рисунке 11, или вычисляют по формулам (59).	С
п.6.4.1.4	Для днищ, изготовленных из целой заготовки, коэффициент ф равен 1.	С
п.6.4.1.5	Если длина цилиндрической отбортованной части днища $h_1 > 0.8\sqrt{D(s_1-c)}$ , то толщина цилиндрической части днища должна быть не меньше толщины обечайки, вычисленной по формулам (1), (2) при $\varphi_p$ , равном 1.	С
п.6.4.2	Торосферические днища, нагруженные наружным давлением. Торосферические днища, нагруженные наружным давлением, вычисляют по формулам (46), (47) и (48) при К3, равном 1. Кроме того, наружное давление не должно превышать допускаемое давление, определяемое по формуле (57).	С
п.6.5	Сферические неотбортованные днища и крышки	
п.6.5.1	Сферические неотбортованные днища и крышки, нагруженные внутренним избыточным давлением	
п.6.5.1.1	Толщину стенок крышек и днищ определяют методом последовательных приближений. Предварительно толщину стенки вычисляют по формуле (60), а затем по формуле (61). Расчет проводят до тех пор, пока разница между полученным значением $s_{1p}$ " и принятым $s_1$ при определении коэффициента $\beta$ по формуле (66) не будет превышать 5%. В качестве расчетной толщины стенки днища или крышки принимают большее из двух значений, определяемых по формулам (60) и (61). Исполнительная толщина стенки определяется из формулы (62).	С
п.6.5.1.2	Допускаемое избыточное давление определяется по формулам (63)-(65)	С
п.6.5.1.3	$\beta$ при $M \leq [M]$ вычисляют по формуле (66).	C
п.6.5.1.3.1	При заданных геометрических размерах днищ тригонометрические функции вычисляют по формулам $cos\psi = \frac{D}{2R_c}, tg\psi = \sqrt{\left(\frac{2R_c}{D}\right)^2 - 1}.$	С
п.6.5.1.3.2	Отношение допускаемых напряжений вычисляют по формулам $\chi_k = \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_1}, \chi = \frac{[\sigma]_5}{[\sigma]_1}$	С
п.6.5.1.3.3	Величины Аk, M, [M] вычисляют по таблице 2. Предварительно размеры кольца а и h подбирают из условий: - для моделей по рисункам 13, 14: $A_k \approx \frac{pD^2}{8[\sigma]_k} tg\psi$ ; - для моделей по рисунку 15 $M \leq [M]$ ;	С

	- $R_{\rm n}$ - усилие на прокладке, необходимое для обеспечения герметичности соединения крышки и фланцевого соединения, вычисляют по ГОСТ 34233.4	
	[формула (9)]; - для моделей по рисунку 13 необходимо, чтобы $e_1$ имело минимальное	
п.6.5.2	значение. Сферические неотбортованные днища и крышки, нагруженные наружным	
11.0.3.2	давлением	
п.6.5.2.1	Толщину стенки сферического сегмента днища или крышки предварительно вычисляют по формулам (60)-(62) с последующей проверкой по формулам (67)-(69).	С
п.6.5.2.2	Допускаемое наружное давление вычисляют по формулам (67)-(69).	С
п.6.5.2.3	Коэффициент Кс определяют по таблице 3	С
п.7	Расчет плоских круглых днищ и крышек	
п.7.1	Область применения расчетных формул	
п.7.1.1	Формулы применимы для расчета плоских круглых днищ и крышек при условии: $\frac{s_1-c}{D_p} \le 0.11$	C
	Допускается проводить расчет при $\frac{s_1-c}{D_p} > 0,11$ , но значение допускаемого	
	давления, вычисленного по формуле (75) или (84), следует умножать на поправочный коэффициент:	
	$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6\frac{s_1 - c}{D_p}\right)^2}} \tag{70}$	
-712	$1+\left 1+\left(6\frac{s_1-c}{D_n}\right)^2\right $	C
п.7.1.2	Если при определении толщины днища по 7.2.1 или 7.3.1 в результате расчета	C
	окажется, что $\frac{s_1-c}{D_n} > 0,11$ , то необходимо дополнительно определить	
	P	
	допускаемое давление по 7.2.7 или 7.3.8 и умножить его на коэффициент $K_p$ .	
	При $K_p[p] < p$ толщину днища следует увеличивать так, чтобы было выполнено условие: $K_p[p] \ge p$ .	
	Формулы для расчета плоских круглых днищ и крышек с радиальными	
7.1.2	ребрами жесткости применимы при следующих условиях:	ш
п.7.1.3	$\frac{D_p - d_0}{2h} \ge 5; n \ge 6; \frac{nA_p[\sigma]_p}{\pi D_p s_1[\sigma]} \le 1; \frac{4e_0^2}{A_p} \le 10$	НΠ
	p It 3	
п.7.2	Расчет плоских круглых днищ и крышек	
п.7.2.1	Толщину плоских круглых днищ и крышек сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным или наружным давлением, вычисляют по	C
	формулам (71), (72) Коэффициент К в зависимости от конструкции днищ и крышек определяют по	
п.7.2.2	таблице 4.	C
п.7.2.3	$K_0$ для днищ и крышек, имеющих одно отверстие, вычисляют по формуле (73)	С
	$K_0$ для днищ и крышек, имеющих несколько отверстий, вычисляют по	
	формуле (74).	
	Коэффициент $K_0$ определяют для наиболее ослабленного сечения.	
п.7.2.4	Максимальную сумму для длин хорд отверстий в наиболее ослабленном	НΠ
	диаметральном сечении днища или крышки определяют согласно рисунку 16 по формуле $\sum d_i = max\{(d_1 + d_3); (b_2 + b_3)\}$ . Основные	
	рисунку 16 по формуле $\sum u_i = max\{(u_1 + u_3), (b_2 + b_3)\}$ . Основные расчетные размеры отверстий указаны на рисунках 16, 17.	
п.7.2.5	$K_0$ для днищ и крышек без отверстий принимают равным 1.	С
,•	Во всех случаях присоединения днища к обечайке минимальная толщина	
п.7.2.6	плоского круглого днища должна быть не менее толщины обечайки,	C
	вычисленной в соответствии с 5.3.	
п.7.2.7	Допускаемое давление на плоское днище или крышку вычисляют по формуле (75)	С
п.7.2.8	Толщину $s_2$ для типов соединения 10, 11 и 12 (см. таблицу 4) вычисляют по формулам (76)	С
п.7.3	Расчет плоских круглых крышек с дополнительным краевым моментом	НΠ
п.7.4	Днища и крышки плоские круглые с радиальными ребрами жесткости	НΠ
п.8	Расчет конических обечаек	
п.8.1	Расчетные схемы и расчетные параметры	

п.8.1.1	На рисунках 25-30 приведены расчетные схемы узлов конических обечаек.	С
п.8.1.2	Расчетные параметры	
	Расчетные длины переходных частей вычисляют по формулам: - для конических и цилиндрических обечаек (см. рисунок 25а, б) $\alpha_{1p} = 0.7 \sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_1-c)};  \alpha_{2p} = 0.7 \sqrt{D(s_2-c)}$	
п.8.1.2.1	- для конических и цилиндрических обечаек (см. рисунок 26) $\alpha_{1p} = 0.7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha_1}} (s_T - c);  \alpha_{2p} = 0.5 \sqrt{D(s_T - c)}$	С
	- для конических и цилиндрических обечаек или штуцера (см. рисунок 25в) $\alpha_{1\mathrm{p}} = \sqrt{\frac{D_1}{\cos\alpha_1}(s_1-c)};  \alpha_{2\mathrm{p}} = 1,25\sqrt{D_1(s_2-c)}$	
п.8.1.2.2	Расчетный диаметр гладкой конической обечайки вычисляют по формулам: - для конической обечайки без тороидального перехода (см. рисунок 25) $D_k = D - 1,4\alpha_{1p} \sin\alpha_1 \\ - для конической обечайки с тороидальным переходом (см. рисунок 26) D_k = D - 2\big[r(1-\cos\alpha_1) + 0,7\alpha_{1p} \sin\alpha_1\big] \\ Для конических обечаек со ступенчатым изменением толщин стенки для второй и всех последующих частей за расчетный диаметр D_k данной части обечайки принимают внутренний диаметр большего основания.$	С
п.8.2	Область и условия применения расчетных формул	
п.8.2.1	Расчетные формулы применимы при соотношении между толщиной стенки наружной обечайки и диаметром в пределах $0,001 \leq \frac{s_1 \cos \alpha_1}{D} \leq 0,050$ Выполнение такого условия для пологого конического днища $(\alpha_1 > 70^\circ)$ не требуется.	С
п.8.2.2	Расчетные формулы, приведенные в 8.3.10, 8.4.2 и 8.5.1, применимы при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых должна учитываться ползучесть металлов, т.е. при температурах, когда допускаемое напряжение определяется только по пределу текучести или временному сопротивлению (пределу прочности). Если нет точных данных по этим температурам, то формулы применимы при расчетных температурах, которые не превышают 380°C для углеродистых сталей, 420°C - для низколегированных и легированных сталей, 525°C - для аустенитных сталей, 150°C - для алюминия и его сплавов, 250°C - для меди и ее сплавов, 300°C для титана и его сплавов.	С
п.8.2.3	Формулы настоящего стандарта не применимы для расчета на прочность конических переходов в местах крепления рубашки к корпусу. В этом случае расчет проводят по ГОСТ 34233.8.	НП
п.8.2.4	Формулы не применимы, если расстояние между двумя соседними узлами обечаек менее суммы соответствующих расчетных длин обечаек или если расстояние от узлов до опорных элементов сосуда (за исключением юбочных опор и опорных колец) менее удвоенной расчетной длины обечайки по 8.1.2.	НΠ
п.8.2.5	Расчетные формулы применимы при условии, что исполнительные длины переходных частей обечаек $a_1$ и $a_2$ не менее расчетных длин $a_{1p}$ и $a_{2p}$ . Если это условие не выполнено, нужно провести проверку допускаемого давления, причем вместо $s_1$ и $s_2$ подставляют: - для соединения обечаек без тороидального перехода $s_{19} = \max\left\{\frac{a_1}{a_{1p}}s_1;\ s_k\right\};\ s_{29} = \max\left\{\frac{a_2}{a_{2p}}s_2;\ s\right\}$ - для соединения обечаек с тороидальным переходом при определении коэффициента по формуле (114) $s_{19} = \max\left\{\frac{a_1}{a_{1p}}s_T;\ s_k\right\};\ s_{29} = \max\left\{\frac{a_2}{a_{2p}}s_T;\ s\right\}$	С

	$s_k$ , $s$ - фактические толщины стенок присоединенных обечаек (см. рисунки 25 и 26).	
п.8.2.6	Формулы узлов конических и цилиндрических обечаек без тороидального перехода применимы при условии выполнения углового шва с двусторонним сплошным проваром.	НП
п.8.2.7	Исполнительную толщину стенки конического элемента в месте соединения двух обечаек $s_1$ , $s_2$ или $s_T$ всегда принимают не менее толщины $s_k$ , определяемой по 8.3.1 или 8.3.2, 8.4.1 или 8.4.2 и 8.5.1, для соответствующих нагрузок. Исполнительная толщина стенки цилиндрического элемента в месте соединения двух обечаек должна быть не менее минимальной толщины стенки, определяемой по формулам раздела 5.	С
п.8.2.8	Расчет укрепления отверстий конических обечаек проводят в соответствии с ГОСТ 34233.3.	C
п.8.2.9	Расчет толщины стенок переходной части обечаек проводят либо методом последовательных приближений на основании предварительного подбора и последующей проверки для выбранных значений $\frac{D}{s_2-c}$ и $\frac{s_1-c}{s_2-c}$ , либо сразу с помощью диаграмм.  Если допускаемые напряжения материалов частей перехода отличаются друг от друга, то расчет по диаграммам проводят при использовании меньшего из них.  За допускаемое давление, осевую силу и изгибающий момент для конической обечайки принимают меньшее значение, полученное из условия прочности или устойчивости гладкой конической обечайки и из условия прочности переходной части.	С
п.8.2.10	Расчет применим также для кососимметричных обечаек, соединенных с цилиндрическими обечайками. Расчетные величины $\alpha_1$ , $D$ и $D_1$ приведены на рисунке 28.	С
п.8.3	Конические обечайки, нагруженные давлением	
п.8.3.1	Гладкие конические обечайки, нагруженные внутренним избыточным давлением	
п.8.3.1.1	Толщину стенки гладкой конической обечайки вычисляют по формулам (99), (100)	C
п.8.3.1.2	Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле (101)	C
п.8.3.2	Гладкие конические обечайки, нагруженные наружным давлением	
п.8.3.2.1	Расчетные формулы применимы при условии α <sub>1</sub> ≤70°	С
п.8.3.2.2	Толщину стенки в первом приближении вычисляют по формулам (102), (103) с введением эффективных размеров с последующей проверкой по формуле (104). При предварительном определении толщины стенки в качестве расчетных $l_E$ , $D_E$ , $B_1$ принимают величины, определяемые по формулам (107)-(109).	С
п.8.3.2.3	Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (104), где допускаемое давление из условия прочности определяется по формуле (105), и допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости по формуле (106).  Эффективные размеры конической обечайки вычисляют по формулам (107), (108).  Значение коэффициента $B_1$ вычисляют по формуле (109)	С
п.8.3.3	Соединение обечайки без тороидального перехода (см. рисунок 25а)	
п.8.3.3.1	Расчетные формулы применимы при условиях $\alpha_1 \le 70^\circ$ ; $(s_1-c) \ge (s_2-c)$ . Если $(s_1-c) < (s_2-c)$ , то при поверочном расчете следует принимать $s_1-c=s_2-c$	С
п.8.3.3.2	Толщину стенки из условия прочности переходной зоны вычисляют по формулам (110), (111). При определении $\beta_1$ , коэффициент $\beta$ вычисляют по формуле (114) или определяют по диаграмме (см. рисунок 31).	С

	Расчет толщины стенки конического элемента перехода проводят с помощью отношения толщин стенок $\frac{s_1-c}{s_2-c}$ по формуле (112)	
п.8.3.3.3	Коэффициент формы вычисляют по формуле (113), где $\beta$ определяют по формуле (114) или по рисункам 31 или 32 при $s_2-c=s_{2p}$ и допускаемом напряжении $[\sigma]=\min([\sigma]_1;\ [\sigma]_2);$ $\chi_1=\frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}.$	С
п.8.3.3.4	Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление [р] из условия прочности переходной части вычисляют по формуле (115), где коэффициент $\beta_1$ определяют по 8.3.3.3, при определении $\beta_1$ , коэффициент $\beta$ вычисляют по формуле (114) или определяют по диаграмме (см. рисунок 32).	С
п.8.3.4	Соединение конической обечайки с укрепляющим кольцом	
п.8.3.5	Соединение конической обечайки с укрепляющим кольцом Соединение обечаек с тороидальным переходом	
п.8.3.5.1	Формулы для расчета соединения обечаек с тороидальным переходом (см. рисунок 26) применимы при условиях: $\alpha_1 \le 70^\circ$ ; $0 \le \frac{r}{R} < 0.3$ .	С
п.8.3.5.2	Толщину стенки переходной части вычисляют по формулам (125), (126). Коэффициент $\beta_3$ вычисляют по формуле (128), $\beta$ и $\beta_T$ — по формулам (114) и (129) соответственно или определяют по диаграммам, приведенным на рисунках 31, 33.	С
п.8.3.5.3	Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части определяется по формуле (127). Коэффициент $\beta_3$ вычисляют по формуле (128), $\beta$ и $\beta_T$ — по формулам (114) и (129) соответственно или определяют по диаграммам, приведенным на рисунках 32, 34.	С
п.8.3.5.4	Коэффициент $\beta_3$ вычисляют по формуле (128). $\beta$ вычисляют по формуле (114) при $\chi_1=1$ и $\frac{s_1-c}{s_2-c}=1$ или определяют по диаграмме, приведенной на рисунках 31 или 32. Коэффициент $\beta_T$ вычисляют по формуле (129) или определяют по диаграмме, приведенной на рисунках 33 или 34.	С
п.8.3.6	Соединение штуцера или цилиндрической обечайки меньшего диаметра с конической обечайкой	
п.8.3.6.1	Формулы для расчета соединения штуцера или цилиндрической обечайки меньшего диаметра с конической обечайкой (см. рисунок 25в) применимы при выполнении условия α <sub>1</sub> ≤ 70°.	C
п.8.3.6.2	Толщину стенки вычисляют по формулам (130), (131). Коэффициент $\beta_4$ определяют по 8.3.6.4. Расчет толщины стенки конического элемента переходной части проводят с помощью отношения толщин стенок (132).	С
п.8.3.6.3	Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части вычисляют по формуле (133).	С
п.8.3.6.4	Коэффициент формы рассчитывается по формулам (134), (135), (136). $\beta$ вычисляют по формуле (114) с заменой $D$ на $D_1$ .	С
п.8.3.7	Пологое коническое днище с тороидальным переходом	
п.8.3.7.1	Формулы для расчета пологого конического днища с тороидальным переходом (см. рисунок 30а) применимы для действия внутреннего избыточного давления при выполнении условия $\alpha_1 > 70^\circ$ .	С
п.8.3.7.2	Толщину стенки принимают по условиям (137), (138), где $s_k$ определяют по 8.3.1 при $D_k=D$ и $s_T$ — по 8.3.5.	С
п.8.3.7.3	Допускаемое внутреннее избыточное давление принимают как большее из значений по формуле (139) и меньшего из значений [p], определяемых при $s_k = s'$ по 8.3.1 и при $s_T = s'$ по 8.3.5.	С
п.8.3.8	Пологое коническое днище с укрепляющим кольцом	НΠ
п.8.3.9	Пологое коническое днище без тороидального перехода и укрепляющего кольца	
п.8.3.9.1	Формулы для расчета пологого конического днища без тороидального перехода и укрепляющего кольца (см. рисунок 30в) применимы для действия внутреннего избыточного давления при выполнении условия $\alpha_1 > 70^\circ$ .	С

	Толщину стенки принимают по формуле (140), при этом $s_p^\prime$ вычисляют по	
п.8.3.9.2	формуле (138) при $r=0$ ; $s_k$ вычисляют по 8.3.1 при $D_k=D$ ; $s_1$ вычисляют по 8.3.3.	С
п.8.3.9.3	Допускаемое внутреннее избыточное давление принимают как большее из значения [р], определяемого по формуле (139) при г = 0, и меньшее из	С
п.8.3.10	значений [p], определяемых по 8.3.1 при $s_k = s'$ и $D_k = D$ и по 8.3.3. Пологое коническое днище, нагруженное наружным давлением	
	Формулы применимы для действия наружного давления при условии	
п.8.3.10.1	$\alpha_1 > 70^\circ.$ Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (104),	С
п.8.3.10.2	допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (104), допускаемое давление в пределах пластичности — по формуле (105) и допускаемое давление в пределах упругости вычисляют по формулам (141), (142), (143).	С
п.8.4	Конические обечайки, нагруженные осевыми усилиям	НΠ
п.8.5	Конические обечайки, нагруженные изгибающим моментов	НΠ
п.8.6	Сочетания нагрузок	НП
п.8.7	Расчет условных упругих напряжений в конических обечайках и днищах от действия давления, осевой силы и изгибающего момента	НП
Приложе- ние А	Расчет на прочность отводов (колен)	НП
ГОСТ 34233.3- 2017	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и наружном давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер.	
п.4.1	Свойства материалов, требования к конструкции, изготовлению и контролю должны отвечать требованиям нормативных документов на сосуды и аппараты.	C
п.4.2	Расчет укрепления отверстий в обечайках и днищах основан на теории предельных нагрузок. В настоящем стандарте приведены условия прочности цилиндрических обечаек, конических переходов и выпуклых днищ, ослабленных круглыми и овальными отверстиями. Теория предельных нагрузок предполагает, что материал в условиях эксплуатации пластичен.	С
п.4.3	Расчет укрепления отверстий в обечайках и днищах под действием внутреннего избыточного или наружного давления представлен в разделе 5 в форме модифицированного метода замещения площадей.	С
п.4.4	Пределы применения расчетных формул настоящего стандарта ограничиваются условиями, приведенными в таблице 1. Кроме того, методика расчета на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер применима при выполнении условий, приведенных в 6.1.1 и 6.2.1.	С
п.4.5	Расчет на прочность обечаек и днищ под совместным действием давления, внешних статических нагрузок на штуцер и нагружения, вызванного стесненностью температурных деформаций, представлен в разделе 6. В стандарте приведены условия прочности цилиндрических обечаек и выпуклых днищ в зонах врезки штуцеров с круглым поперечным сечением, нормально расположенных к поверхности. При выполнении расчета в соответствии с разделом 6 обязательным является также проведение расчета укрепления отверстий при действии только давления в соответствии с разделом 5.	С
п.4.6	Если сосуд работает в условиях малоциклового нагружения, то в дополнение к расчету узлов врезки штуцеров по настоящему стандарту выполняют расчет на малоцикловую прочность в соответствии с ГОСТ 34233.6.	С
п.4.7	В тех случаях, когда соотношения размеров превышают пределы, указанные в таблице 1 или в 6.1.1 и 6.2.1, или когда материал не обладает достаточной пластичностью, или когда по каким-либо другим параметрам и условиям эксплуатации не выполняются условия применения настоящего стандарта, допускается применять другие методы расчета. Методы определения напряжений могут быть численными, аналитическими или экспериментальными. Для качественного определения напряжений рекомендуется использование проверенных и общепризнанных методов. Ответственность за выбранную методику расчета и правильность результатов расчета несет организация, выполнявшая расчет.	С

	Проверку выполнения условий прочности проводят в соответствии с ГОСТ 34233.1—2017 (пункт 8.10).	
п.5.1.1	Расчетные формулы применимы при отношениях диаметров отверстий и расчетных толщин стенок укрепляемых элементов к внутреннему диаметру цилиндрических обечаек, конических переходов и выпуклых днищ, представленных в таблице 1. Расчетные схемы узлов соединения штуцеров с обечайками и днищами приведены в приложении А. Рисунки настоящего стандарта не определяют конструкции, а являются справочными для указания необходимых расчетных размеров. Основная расчетная схема соединения штуцера со стенкой сосуда или аппарата представлена на рисунке А.2 приложения А. Расчет укрепления отверстий при действии внутреннего давления можно проводить как относительно величины допускаемого давления — в соответствии с 5.3.2, так и относительно необходимых площадей укрепляющих элементов — в соответствии с 5.3.4. Расчет укрепления отверстий при действии наружного давления следует проводить в соответствии с 5.3.3. Учет взаимного влияния отверстий в сосудах и аппаратах при расчете укрепления отверстий про изводится в соответствии с 5.4.	C
п.5.1.2	При установке наклонных штуцеров с круговым поперечным сечением на цилиндрических и конических обечайках метод расчета укрепления отверстий на основе теории предельного равновесия применим, если угол $\gamma$ (см. рисунок A.116 приложения A) не превышает 45°, а отношение осей овального отверстия $d_1$ и $d_2$ (см. рисунок A.116 приложения A) удовлетворяет условию (1). Эти ограничения не распространяются на тангенциальные штуцеры (см. рисунок A.12а приложения A), на наклонные штуцеры, ось которых лежит в плоскости поперечного сечения обечайки (см. рисунок A.126 приложения A). Для смещенных штуцеров на эллиптических днищах угол $\gamma$ (см. рисунок A.13а приложения A) не должен превышать $60^\circ$ . Для смещенных штуцеров на сферических и торосферических днищах угол у не регламентируется.	C
п.5.1.3	Расстояние от края штуцера до края внешней поверхности сферического неотбортованного и торосферического днища, измеряемое по проекции образующей днища на плоскость его основания (см. рисунок A.13а приложения A), должно быть не менее e=max (0,1(D+2s); 0,09D+s).	С
п.5.1.4	При размещении отверстий в краевой зоне цилиндрических и конических обечаек необходим учет ограничений, указанных в 5.2.6.4.	С
п.5.1.5	В краевой зоне эллиптических и полусферических днищ допускается размещение отверстий без ограничений.	С
п.5.2.1	Расчетные диаметры укрепляемых элементов. Расчетные диаметры укрепляемых элементов вычисляют по формулам: - для цилиндрической обечайки (3); - для конической обечайки, перехода или днища (4); - для эллиптических днищ и крышек (5); - для эллиптических днищ при H=0,25D - (6); - для сферических днищ, а также торосферических днищ вне зоны отбортовки (7), где R – для торосферических днищ определяют по ГОСТ 34233.2.	С
п.5.2.2	Расчетные диаметры отверстий	С
п.5.2.2.1	Расчетный диаметр отверстия в стенке цилиндрической обечайки, конического перехода или выпуклого днища при наличии штуцера с круглым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия (см. рисунки А.1, А.2—А.5, А.8а, А.86, А.9, А136, А.14 приложения А), или кругового отверстия без штуцера вычисляют по формуле (8).	С
п.5.2.2.2	Расчетный диаметр отверстия в стенке цилиндрической обечайки или конической обечайки при наличии наклонного штуцера, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения укрепляемой обечайки (см. рисунок A.12 приложения A), вычисляют по формуле (9).	С

п.5.2.2.3	Расчетный диаметр отверстия в стенке эллиптического днища при наличии смещенного штуцера, ось которого параллельна оси днища (см. рисунок А.1 За приложения А), вычисляют по формуле (10).	С
п.5.2.2.4	При наличии наклонного штуцера с круглым поперечным сечением, когда максимальная ось симметрии отверстия некруглой формы составляет угол ω со с образующей цилиндрической обечайки (см. рисунок А.11 приложения А) или с проекцией образующей конической обечайки на плоскость про дольного сечения обечайки, расчетный диаметр отверстия вычисляют по формуле (11).	С
п.5.2.2.5	Для цилиндрической и конической обечаек, когда ось наклонного штуцера (см. рисунок $A.11$ б приложения $A$ ) лежит в плоскости продольного сечения обечайки ( $\omega=0$ ), а также для всех отверстий в сферическом и торосферическом днищах при наличии смещенного штуцера расчетный диаметр отверстия вычисляют по формуле (12)	C
п.5.2.2.6	Расчетный диаметр овального отверстия для перпендикулярно расположенного к поверхности обечайки штуцера с овальным поперечным сечением (см. рисунок A.16 приложения A) вычисляют по формуле (13). Для выпуклых днищ $\omega = 0$	C
п.5.2.2.7	Расчетный диаметр отверстия для перпендикулярно расположенного к поверхности обечайки или днища штуцера с круглым поперечным сечением при наличии отбортовки или торообразной вставки (см. рисунки А .6 и А.7а приложения А) при условии $r \ge s_p$ вычисляют по формуле (14), если $r < s_p$ , расчетный диаметр отверстия вычисляют по формуле (8).	С
п.5.2.3	Коэффициент прочности сварных соединений. Если ось стыкового сварного шва обечайки или днища удалена от наружной поверхности штуцера на расстояние более чем три толщины укрепляемого элемента 3s, то коэффициент прочности этого сварного соединения при расчете укрепления отверстий следует принимать $\varphi=1$ . В исключительных случаях, когда сварной шов пересекает отверстие или расположен от наруж ной поверхности штуцера на расстоянии менее 3s, принимают $\varphi \le 1$ равным значению, приведенному в ГОСТ 34233.1— 2017 (приложение Д), в зависимости от типа шва и объема его контроля. Если плоскость, проходящая через продольный шов вальцованного штуцера и ось этого штуцера, образует угол $\varphi$ не менее 60° с плоскостью продольного осевого сечения цилиндрической или конической обечайки (см. рисунок A.15 приложения A), то принимают $\varphi_1$ равным 1. В остальных случаях $\varphi_1 \le 1$ в соответствии с ГОСТ 34233.1— 2017 (приложение Д).	C
п.5.2.4	Расчет толщины стенок	
п.5.2.4.1	Расчетные толщины стенок укрепляемых элементов определяют в соответствии с ГОСТ 34233.2. Для эллиптических днищ, работающих под внутренним избыточным давлением, расчетную толщину стенки $s_p$ вычисляют по формуле (15).	С
п.5.2.4.2	Расчетную толщину стенки штуцера с круглым поперечным сечением, нагруженного как внутренним, так и наружным давлением, вычисляют по формуле (16), где коэффициент $\varphi_1$ определяют по 5.2.3. Для штуцера с овальным поперечным сечением в формуле (16) $d=d_1$ .	С
п.5.2.5	Расчетные длины штуцеров. Расчетные длины внешней и внутренней частей штуцера с круглым поперечным сечением, участвующие в укреплении отверстий и учитываемые при расчете (см. рисунок А.1 приложения А), вычисляют по формулам (17), (18). Для штуцера с овальным поперечным сечением (см. рисунок А. 16 приложения А) в этих формулах $d = d_2$ . В случае проходящего штуцера (см. рисунки А.6, А.8, А.9, А.13 и А.14	С
п.5.2.6	приложения A) $s_3 = s_1$ .  Расчетные значения ширины зоны укрепления	
п.5.2.6	приложения A) $s_3 = s_1$ .	С

	А), а также при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца вычисляют по формуле (20).	
п.5.2.6.3.	Расчетную ширину зоны укрепления отверстия в стенке обечайки, перехода или днища в окрестности штуцера при наличии торообразной вставки или	С
-5264	вварного кольца (см. рисунок А.7 приложения А) вычисляют по формуле (21).	C
п.5.2.6.4	Расчетную ширину накладного кольца вычисляют по формуле (22).  Для отверстий, расположенных от других конструктивных элементов на	С
п.5.2.6.5	расстоянии $l_k = l_0$ (см. рисунок А.14 приложения А), расчетную ширину зоны укрепления $l_p$ и расчетную ширину накладного кольца $l_{2p}$ определяют следующим образом:  - для зоны соединения обечайки с кольцом жесткости, трубной решеткой (см. рисунок А. 14а приложения А) — по формулам (20) или (21) и (22);  - для зоны соединения обечайки с плоским, коническим или выпуклым днищем, для зоны соединения конической обечайки с другой обечайкой, а также для зоны соединения обечайки и днища с фланцем или седловой опорой	С
п.5.2.7	сосуда (см. рисунки А.146, А.14в, А.14г приложения А) — по формулам (23). Учет применения различного материального исполнения. Применение различных материалов при расчете укрепления отверстий учитывают введением параметров, зависимых от отношения допускаемых напряжений:  - для внешней части штуцера $\chi_1 = \min \left\{1; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\};$ - для накладного кольца $\chi_2 = \min \left\{1; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]}\right\}$ - для внутренней части штуцера $\chi_3 = \min \left\{1; \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]}\right\}$ - для торообразной вставки или вварного кольца $\chi_4 = \min \left\{1; \frac{[\sigma]_4}{[\sigma]}\right\};$ в случае использования других способов укрепления $\chi_4 = 1$ .	С
п.5.2.8	Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера. Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления в стенке цилиндрической обечайки, конического перехода или выпуклого днища при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера, вычисляют по формуле (24).	С
п.5.3	Одиночные отверстия в сосудах и аппаратах. Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияния, что имеет место, когда минимальное расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров (см. рисунки А .8 и А.9 приложения А) удовлетворяет условию (25).	С
п.5.3.1	Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда.	
п.5.3.1.1	Наибольший допустимый диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда, вычисляют по формулам (26)-(29).	С
п.5.3.1.2	Если расчетный диаметр одиночного отверстия удовлетворяет условию $d_p \le d_0$ (30), и на узел врезки не действуют никакие нагрузки, кроме давления, то дальнейших расчетов укрепления отверстий не требуется. В случае невыполнения условия (30), а также если отверстие нельзя рассматривать как одиночное или если необходимо учитывать другие нагрузки, кроме давления, то расчет укрепления отверстий проводят в соответствии с 5.3.2, 5.3.3, 5.4, 6.1.1—6.1.5 и 6.2.1—6.2.5.	С
п.5.3.2	Укрепление одиночных отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним избыточным давлением	С
п.5.3.2.1	Допускаемое внутреннее избыточное давление элемента сосуда с учетом ослабления стенки отверстием вычисляют по формуле (31). Коэффициент снижения прочности стенки сосуда, ослабленной одиночным отверстием, вычисляют по формуле (32). Для овального штуцера в этой формуле $d=d_1$ .	С
п.5.3.2.2	При отсутствии вварного кольца или торообразной вставки в формуле (32) следует принимать $s_0 = s$ , $\chi_4 = 1$ .	С

	П	1
	При отсутствии накладного кольца и укреплении отверстия штуцером расчет	
	следует проводить по формуле (32), в которой $s_2=0, s_0=s, \chi_4=1.$	
	При отсутствии штуцера и укреплении отверстия накладным кольцом расчет	
	следует проводить по формуле (32), в которой $l_{1p}=l_{3p}=0, s_0=s, \chi_4=1,$	
	при этом исполнительную ширину накладного кольца отсчитывают от края	
	отверстия.	
5.2.2	Укрепление одиночных отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных	G
п.5.3.3	наружным давлением.	С
	Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (33).	
п.5.3.4	Условие укрепления одиночных отверстий	С
	Площадь сечений укрепляющих элементов при укреплении штуцером равна	
	сумме площадей поперечных сечений внешней и внутренней (пропущенной)	
	части штуцера (см. рисунок А.1 приложения А). При этом должно выполняться	
	условие (34).	
	Здесь площади $A_1$ и $A_3$ , определяются без учета прибавок $c$ , $c_s$ и расчетных	
	толщин стенок штуцера $s_{1p}$ и сосуда $s_p$ .	
п.5.3.4.1	Длины штуцера, учитываемые при определении площадей $A_1$ и $A_3$ , вычисляют	C
	следующим образом: $l_{1p}$ — по формуле (17), $l_{3p}$ — по формуле (18).	
	Если по конструктивным соображениям выполнение условия (34) невозможно,	
	то для укрепления отверстия используют накладные кольца, отбортовки или	
	местные утолщения стенки обечаек или днищ. При увеличении толщины	
	стенки укрепляемого элемента изменяется $d_{0p}$ и уменьшается площадь	
	вырезанного сечения, подлежащего компенсации.	
	В случае укрепления отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера, или	
	накладным кольцом, или вварным кольцом, или торообразной вставкой, или	
п.5.3.4.2	отбортовкой расчет проводят по формуле (35).	С
	При отсутствии вварного кольца или торообразной вставки в формуле (35)	_
	следует принимать $\chi_4 = 1$ .	
	Расчет укрепления отверстия с помощью накладного кольца при	
	необходимости определения площади этого кольца проводят по формуле (36).	
п.5.3.4.3	Если $s_2 > 2s$ , то накладные кольца рекомендуется устанавливать снаружи и	С
11.0.5.1.5	изнутри сосуда или аппарата, причем толщина наружного кольца принимается	
	$(0.5s_2)$ , толщина внутреннего кольца принимается $(0.5s_2+c)$ .	
	Расчет по 5.4 не применим, если одно из взаимовлияющих отверстий	
п.5.4.1.1	выполнено в соответствии с рисунком А.7 приложения А.	C
	В случае невыполнения условия (25) расчет взаимовлияющих отверстий (см.	
	рисунки А.8—А.10 приложения А) проводят следующим образом: вначале	
	рассчитывают укрепления для каждого из этих отверстий отдельно в	
	соответствии с 5.3, затем проверяют достаточность укрепления перемычки	
	между отверстиями, для чего вычисляют допускаемое давление для перемычки	
п.5.4.1.2	по формулам (37), (38).	C
	При совместном укреплении двух взаимовлияющих отверстий общим	
	накладным кольцом (см. рисунок А.9 приложения А) коэффициент понижения	
	прочности вычисляют по формуле (39).	
	Для овального штуцера в формулах (38) и (39) $d' = d'_1$ и $d'' = d''_1$ .	
	Коэффициент $K_2$ в формулах (38) и (39) вычисляют по формуле (40), где	
	коэффициент $K_2$ в формулах (30) и (37) вычисляют по формуле (40), где коэффициент $K_3$ для цилиндрических и конических обечаек вычисляют по	
п.5.4.1.3	формуле (41), угол $\beta$ определяется в соответствии с рисунком A.10a	С
11.5.7.1.5	приложения А.	C
	Для выпуклых днищ $K_3 = 1$ .	
	Если ось сварного шва обечайки или днища удалена от наружных	
	поверхностей обоих штуцеров более чем на три толщины стенки укрепляемого	
	элемента (3s) и не пересекает перемычку, то коэффициент прочности этого	
	сварного шва в формулах (37), (38), (39) и (40) следует принимать $\varphi = 1$ . В	
- 5 A 1 A	остальных случаях $\varphi \le 1$ в соответствии с ГОСТ 34233.1—2017 (приложение	C
п.5.4.1.4	Д). Коэффициенты прочности продольных сварных швов штуцеров $\varphi_1'$ и $\varphi_1''$	С
	равны 1, если центральные углы $\psi'$ и $\psi''$ между плоскостями продольных	
	сечений штуцеров, проходящих через эти сварные швы, и линией,	
	соединяющей центры отверстий (см. рисунок А.15 приложения А), составляют	
	не менее $60^{\circ}$ . В остальных случаях $\varphi_1' \le 1$ и $\varphi_1'' \le 1$ в соответствии с ГОСТ	
	34233.1—2017 (приложение Д).	

п.5.4.1.5	При укреплении двух близко расположенных отверстий другими способами нужно, чтобы половина площади, необходимой для укрепления в продольном сечении (см. рисунок А.8 приложения А), размещалась между этими отверстиями. Для ряда отверстий (см. рисунок А.17 приложения А) коэффициент понижения прочности вычисляют по формуле (42).	НП
п.5.4.2	Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле (33), где $[p]_n$ определяется аналогично $[p]$ по 5.4.1 для каждого отверстия в отдельности и для перемычки, а затем из полученных значений принимается меньшее. Для обечаек или днищ с кольцами жесткости расчет проводят отдельно для каждого участка с отверстиями между соседними кольцами.	С
п.6.1	Цилиндрические обечайки под локальным воздействием, вызванным внешними статическими нагрузками на штуцер	
п.6.1.1	Условия применения расчетных формул	
п.6.1.1.1	Расчетная схема приведена на рисунке Б.1а приложения Б.	С
п.6.1.1.2	Метод расчета применим для сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением.	С
п.6.1.1.3	Расчетные формулы применимы при выполнении следующих условий: а) условие тонкостенности цилиндрической обечайки: $0,001 \le (s-c)/D_c \le 0,1$ , где $D_c = D + s$ ; б) ограничение значения геометрического параметра: $\lambda_c = \frac{d_0}{\sqrt{D_c s_3}} \le 10$ , где $s_3$ — эквивалентная толщина обечайки с накладным кольцом; в) расстояние до любого другого штуцера, нагруженного внешней локальной нагрузкой в любом направлении, должно быть не менее $\sqrt{\frac{D_c}{2} s_3}$ . г) исполнительная толщина штуцера $s_1$ должна сохраняться на длине не менее $\sqrt{d_c(s_1-c_s)}$ .	С
п.6.1.2	Определение эквивалентной толщины стенки обечайки около штуцера Эквивалентную толщину стенки обечайки около штуцера, то есть в месте его врезки, вычисляют по формулам: а) если накладное кольцо не предусмотрено, то $s_3 = s - c$ ; б) если установлено накладное кольцо, то при $l_2 \ge \sqrt{\frac{D_c}{2}(s+s_2-c)}$ $s_3 = s + s_2\chi_2 - c$ при $l_2 < \sqrt{\frac{D_c}{2}(s+s_2-c)}$ $s_3 = s + \min\left\{s_2 \frac{l_2}{\sqrt{\frac{D_c}{2}(s+s_2-c)}}; s_2\right\}\chi_2 - c$	С
п.6.1.3	Определение допускаемых нагрузок	
п.6.1.3.1	Допускаемые значения давления, осевой нагрузки и изгибающих моментов на узлы врезки штуцера определяют независимо друг от друга.	С
п.6.1.3.2	Допускаемое давление для одиночного отверстия определяют по 5.3.2.	С
п.6.1.3.3	Для вычислений допускаемых нагрузок определяют вспомогательные параметры $C_1$ $C_2$ , $C_3$ , зависящие от геометрического параметра $\lambda_{\rm c} = \frac{d_0}{\sqrt{D_c s_9}}$ и от коэффициентов $a_0 \div a_4$ , приведенных в таблице 2.	С
п.6.1.3.4	Допускаемое осевое усилие на штуцер $[F_z]$ из условия прочности обечайки при отсутствии накладного кольца вычисляют по формуле (43), где $C_1$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.2 приложения Б, или вычисляют по формуле (44), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3 = s - c$ , коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2.	С
п.6.1.3.5	Допускаемое осевое усилие на штуцер $[F_z]$ из условия прочности обечайки при наличии накладного кольца и при условии $\frac{s_1-c_s}{s_3}\geq 0,5$ определяют по формуле (45); Допускаемое осевое усилие $[F_{z1}]$ из условия прочности обечайки в месте пересечения штуцера с обечайкой вычисляют по формуле (46), где $C_1$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.2 приложения Б, или вычисляют по формуле (44), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3$ , вычисляемой по 6.1.2, коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2.	C

	Допускаемое осевое усилие $[F_{z2}]$ из условия прочности обечайки у внешней кромки накладного кольца вычисляют по формуле (47), где $C_1$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.2 приложения Б, или вычисляют по формуле (44), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3 = (s-c)$ и $d_c = D_2$ , коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2.	
п.6.1.3.6	Допускаемый изгибающий момент $[M_x]$ , действующий на штуцер в плоскости, перпендикулярной оси сосуда, при отсутствии накладного кольца вычисляют по формуле (48), где $C_2$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.3 приложения Б, или вычисляют по формуле (49), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3 = (s-c)$ , коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2.	C
п.6.1.3.7	Допускаемый изгибающий момент $[M_x]$ при наличии накладного кольца и при условии $\frac{s_1-c_s}{s_9} \geq 0,5$ вычисляют по формуле (50). Допускаемый изгибающий момент $[M_{x1}]$ из условия прочности в месте пересечения штуцера с обечайкой вычисляют по формуле (51), где $C_2$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.3 приложения Б, или вычисляют по формуле (49), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3$ , вычисляемой по 6.1.2, коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2. Допускаемый изгибающий момент $[M_{x2}]$ из условия прочности у внешней кромки накладного кольца вычисляют по формуле (52), где $C_2$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.3 приложения Б, или вычисляют по формуле (49), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3 = (s-c)$ и $d_c = D_2$ , коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2.	C
п.6.1.3.8	Допускаемый изгибающий момент $[M_y]$ , действующий на штуцер в плоскости, совпадающей с осью сосуда, при отсутствии накладного кольца вычисляют по формуле (53), где $C_3$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.4 приложения Б, или вычисляют по формуле (54), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3 = (s-c)$ , коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2. Если отношение $\frac{s_1-c_s}{s_3}$ находится между 0,2 и 0,5, то коэффициент $C_3$ определяют с помощью	C
п.6.1.3.9	линейной интерполяции. Допускаемый изгибающий момент $[M_y]$ , при наличии накладного кольца, определяется по формуле (55). Допускаемый изгибающий момент $[M_{y1}]$ из условия прочности в месте пересечения штуцера с обечайкой вычисляют по формуле (56), где $C_3$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.4 приложения Б, или вычисляют по формуле (54), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3$ , вычисляемой по 6.1.2, коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2. Допускаемый изгибающий момент $[M_{y2}]$ из условия прочности у внешней кромки накладного кольца вычисляют по формуле (57), где $C_3$ определяют в зависимости от $\lambda_c$ по графику, приведенному на рисунке Б.4 приложения Б, или вычисляют по формуле (54), где параметр $\lambda_c$ определяют при $s_3 = (s-c)$ и $d_c = D_2$ , коэффициенты $a_0 \div a_4$ принимают по соответствующей строке таблицы 2.	C
п.6.1.4	Совместное действие нагрузок. Предварительно проверяют выполнение условий прочности для каждой нагрузки в отдельности по формулам (58), (59), (60). Кроме того, определяют выполнение условий прочности при совместном действии нагрузок по формуле (61). Если нагрузка определена с учетом стесненности температурных деформаций, то коэффициент $C_4$ равен 1,1. В остальных случаях $C_4 = 1$ . Отношение нагрузок $\Phi_z$ определяют с учетом направления осевой силы. Если осевая сила являет ся растягивающей (направлена наружу от поверхности стенки сосуда или аппарата), то в формуле (61) $\Phi_z$ следует принимать со знаком плюс. Если осевая сила является сжимающей (направлена в противо	С

	положном направлении), то в формуле (61) $\Phi_Z$ следует принимать со знаком минус.	
	Проверка прочности штуцера Максимальные продольные растягивающие напряжения в штуцере должны удовлетворять условию (62). Если осевая сила $F_z$ создает сжимающее напряжение, то в формуле (62) $F_z$ следует принять равной нулю.	
п.6.1.5	Кроме расчета на прочность проводят расчет на устойчивость штуцера по формуле (63), где $[M]$ и $[F]$ — допускаемый изгибающий момент и допускаемая сжимающая осевая сила соответственно, определяемые по ГОСТ 34233.2 для обечайки штуцера. Если осевая сила $F_z$ создает растягивающее напряжение (направлена наружу от поверхности стенки сосуда или аппарата), то в формуле (63) $F_z$ следует принимать равной нулю.	С
п.6.1.6	Определение максимальных расчетных напряжений	С
п.6.1.6.1	С целью проверки прочности узла врезки штуцера при действии повторностатических нагрузок дополнительно к 6.1.1— 6.1.5 определяют расчетные напряжения в месте пересечения цилиндрической обечайки со штуцером. Рассматривают штуцер с круглым поперечным сечением, нормально расположенный к поверхности, под действием внутреннего избыточного давления, внешних нагрузок на штуцер и нагружений, вызванных стесненностью температурных деформаций.	С
п.6.1.6.2	Максимальное расчетное напряжение от внутреннего давления р вычисляют по формуле (64)	С
п.6.1.6.3	Максимальное расчетное напряжение от осевой силы $F_z$ вычисляют по формуле (65)	С
п.6.1.6.4	Максимальное расчетное напряжение от изгибающего момента $M_x$ вычисляют по формуле (66), где параметр $C_2$ определяют по графику, приведенному на рисунке Б.З приложения Б, или вычисляют по формуле (49).	С
п.6.1.6.5.	Максимальное расчетное напряжение от изгибающего момента $M_y$ вычисляют по формул (67), где параметр $C_3$ определяют по графику, приведенному на рисунке Б.4 приложения Б, или вычисляют по формуле (54).	С
п.6.1.6.6	При наличии нагружения, вызванного стесненностью температурных деформаций в месте пересечения цилиндрической обечайки со штуцером, следует определять температурные напряжения $\sigma_T$ специальными методами расчета.	С
п.6.1.7	Условия прочности при совместном действии нагрузок. Для пластичного в условиях эксплуатации материала условия прочности выполняются, если выполнено условие (68). Если осевая сила $F_z$ является растягивающей (направлена наружу от поверхности стенки сосуда или аппарата), то в формуле (68) $\sigma_F$ следует принимать со знаком плюс. Если осевая сила $F_z$ является сжимающей (направлена в противоположном направлении), то в формуле (68) $\sigma_F$ следует принимать со знаком минус. Если материал не обладает достаточной пластичностью, то допускаемое напряжение определяют на основании специальных исследований.	C
п.6.1.8	Условия прочности при малоцикловой нагрузке. Условия прочности при циклическом нагружении давлением, внешними и температурными нагрузками проверяют по ГОСТ 34233.6. Для нагрузки каждого вида вычисляют размахи напряжений $\Delta \sigma_p$ , $\Delta \sigma_F$ , $\Delta \sigma_{Mx}$ , $\Delta \sigma_{My}$ , $\Delta \sigma_T$ . По размахам напряжений определяют амплитуду напряжений $\sigma_a$ и проверяют условие прочности по допускаемым амплитудам напряжений, определяемым по ГОСТ 34233.6 для заданного числа циклов нагружений.	С
п.6.2	Выпуклые днища под локальным воздействием, вызванным внешними статическими нагрузками на штуцер.	
п.6.2.1	Условия применения расчетных формул	С
п.6.2.1.1	Расчетная схема приведена на рисунке. Б.16 приложения Б.  Метод расчета применим для сосудов и аппаратов, работающих под	C
п.6.2.1.3	внутренним избыточным давлением. Метод расчета применим при расположении штуцеров внутри центральной части выпуклого днища, ограниченной 0,4 наружного диаметра днища (см.	С

	рисунок Б.1б приложения Б), где $l_5$ - расстояние от центральной оси выпуклого днища до наиболее удаленной точки кромки отверстия.	
п.6.2.1.4	Радиус кривизны срединной поверхности днища $R_c$ принимается равным радиусу в вершине выпуклого днища.	С
п.6.2.1.5	Формулы применимы при выполнении следующих условий: а) условия тонкостенности выпуклого днища: $0{,}001 \le (s-c)/R_c \le 0{,}1$ , где $R_c = R + \frac{s}{2}$ ; допускается применять методику при $(s-c)/R_c < 0{,}001$ , если отклонение формы поверхности днища от идеальной сферической формы не превышает половины толщины его стенки; б) ограничение значения геометрического параметра $\lambda_s = \frac{d_c}{\sqrt{R_c s_3}} \le 10$ , где $s_3$ — эквивалентная толщина днища с накладным кольцом; в) расстояние до любого другого штуцера, нагруженного внешней локальной нагрузкой в любом направлении, должно быть не менее $\sqrt{R_c s_3}$ ; г) штуцер расположен перпендикулярно поверхности выпуклого днища (в пределах позиционного отклонения оси штуцера от перпендикуляра к поверхности днища в радиусном измерении не более $10$ мм); д) исполнительная толщина штуцера $s_1$   должна сохраняться на длине не менее $\sqrt{d_c(s_1-c_s)}$ .	C
п.6.2.2	Определение эквивалентной толщины стенки выпуклого днища около штуцера Эквивалентную толщину стенки днища около штуцера, то есть в месте его врезки, вычисляют по формулам:  а) если накладное кольцо не предусмотрено, то $s_3 = (s-c)$ ; б) если установлено накладное кольцо, то при $l_2 \ge \sqrt{R_c(s+s_2-c)}$ $s_3 = s + s_2\chi_2 - c$ при $l_2 < \sqrt{R_c(s+s_2-c)}$ $s_3 = s + \min \left\{ s_2 \frac{l_2}{\sqrt{R_c(s+s_2-c)}}; s_2 \right\} \chi_2 - c$	С
п.6.2.3	Определение допускаемых нагрузок	
п.6.2.3.1	Допускаемые значения давления, осевой нагрузки и изгибающих моментов определяют независимо друг от друга.  Для оценки прочности узла врезки штуцера при совместном действии нагрузок используют выпуклую поверхность предельного состояния.	С
п.6.2.3.2	Допускаемое давление для одиночного отверстия определяют по 5.3.3.	С
	Вспомогательные параметры	-
п.6.2.3.3	$\lambda_{s} = \frac{d_{c}}{\sqrt{D_{c}s_{3}}}; K_{4} = \min\left(\frac{2[\sigma]_{1}(s_{1}-c_{s})}{[\sigma]s_{3}}\sqrt{\frac{s_{1}-c_{s}}{d_{c}}}; 1\right)$	С
п.6.2.3.4	Допускаемое осевое усилие на штуцер $[F_Z]$ при отсутствии накладного кольца определяют по графику, приведенному на рисунке Б.5 приложения Б, или вычисляют по формуле (69), где $\lambda_S$ и $K_4$ вычисляют при $S_3 = (s-c)$ .	С
п.6.2.3.5	Допускаемое осевое усилие на штуцер $[F_z]$ при наличии накладного кольца определяют по формуле (70), где допускаемое осевое усилие $[F_{z1}]$ из условия прочности в месте пересечения штуцера с днищем определяют по графику, приведенному на рисунке Б.5 приложения Б, или вычисляют по формуле (71), где $\lambda_s$ и $K_4$ вычисляют при $s_3$ , определяемой по 6.2.2. Допускаемое осевое усилие из условия прочности у внешней кромки накладного кольца вычисляют по формуле (72), где $\lambda_s$ вычисляют при $s_3 = (s-c)$ и $d_c = D_2$ , а параметр $K_4 = 1$ .	С
п.6.2.3.6	Допускаемый изгибающий момент $[M_b]$ при отсутствии накладного кольца определяют по графику, приведенному на рисунке Б.6 приложения Б, или вычисляют по формуле (73), где $\lambda_s$ и $K_4$ вычисляют при $s_3 = (s-c)$ .	С
п.6.2.3.7	Допускаемый изгибающий момент $[M_b]$ при наличии накладного кольца вычисляют по формуле (74), где $[M_{b1}]$ — опускаемый изгибающий момент из условия прочности в месте пересечения штуцера с днищем определяют по графику, приведенному на рисунке Б.6 приложения Б, или вычисляют по формуле (75), где $\lambda_s$ и $K_4$ вычисляют при $s_3$ , определяемой по 6.2.2. Допускаемый изгибающий момент $[M_{b2}]$ из условия прочности у внешней кромки накладного кольца определяют по графику, приведенному на рисунке Б.6 приложения Б, или вычисляют по формуле (76), где $\lambda_s$ вычисляют при $s_3$	С
	$(s-c)$ и $d_c=D_2$ , а параметр $K_4=1$ .	

	Предварительно проверяют условие прочности для каждой нагрузки в	
	отдельности: условия (77), (78), (79). Кроме того, определяют выполнение условий прочности (80) при совместном	
	действии нагрузок.	
	Параметр $\Phi_z$ определяют с учетом направления осевой силы. Если осевая сила	
	направлена наружу от поверхности днища, то в формуле (80) $\Phi_Z$ следует	
	принимать со знаком плюс. Если осевая сила направлена в противоположном	
	направлении, то в формуле (80) $\Phi_z$ следует принимать со знаком минус.	
	Проверка прочности штуцера	
	Максимальные расчетные продольные растягивающие напряжения в штуцере	
	должны удовлетворять условию (81).	
	Если осевая сила $F_z$ создает сжимающее напряжение, то в формуле (81) $F_z$	
- 625	следует принять равной нулю.	C
п.6.2.5	Устойчивость штуцера должна быть проверена по формуле (82).	С
	Если осевая сила $F_z$ создает растягивающее напряжение, то в формуле (82) $F_z$	
	следует принять равной нулю.	
	Допускаемый изгибающий момент [М] и допускаемую сжимающую осевую	
	силу [F] для обечайки штуцера определяют по ГОСТ 34233.2.	
п.6.2.6	Определение максимальных расчетных напряжений	
	С целью проверки прочности узла врезки штуцера при действии повторно-	
	статических нагрузок дополнительно к 6.2.1— 6.2.5 определяют расчетные	
	напряжения в месте пересечения выпуклого днища со штуцером.	
п.6.2.6.1	Рассматривается штуцер с круглым поперечным сечением, нормально	C
	расположенный к поверхности, при нагружении внутренним избыточным	
	давлением, внешними нагрузками на штуцер и напряжениями, вызванными	
	стесненностью температурных деформаций.	
	Максимальное расчетное напряжение в месте пересечения выпуклого днища	
п.6.2.6.2	со штуцером от внутреннего давления вычисляют по формуле (83), где $\alpha_p$ —	С
	коэффициент концентрации, определяемый по графикам, приведенным	
	приложения Б.	
(2.62	Максимальное расчетное напряжение от осевой силы вычисляют по формуле	C
п.6.2.6.3	(84), где $\alpha_z$ — коэффициент концентрации, определяемый по графикам,	С
	приведенным на рисунках Б.9 и Б.10 приложения Б.	
<b>-6264</b>	Максимальное расчетное напряжение от изгибающего момента вычисляют по	С
п.6.2.6.4	формуле (85), где $\alpha_M$ — коэффициент концентрации, определяемый по	C
	графикам, приведенным на рисунках Б.11 и Б.12 приложения Б.  При наличии нагружения, вызванного стесненностью температурных	
п.6.2.6.5	деформаций в месте пересечения выпуклого днища со штуцером, следует	С
11.0.2.0.3	определять температурные напряжения $\sigma_T$ специальными методами расчета.	C
	Условия прочности при совместном действии нагрузок.	
	Для пластичных в условиях эксплуатации материалов условия прочности	
- 607	выполняются, если в месте пересечения выпуклого днища со штуцером справедливо	C
п.6.2.7	неравенство (86).	С
	Если материал не обладает достаточной пластичностью, то допускаемое напряжение	
	определяют на основании специальных исследований.	
	Условия прочности при циклическом нагружении давлением, внешними и	
	температурными нагрузками проверяют по ГОСТ 34233.6.	
- 620	Для нагрузки каждого вида вычисляют размахи напряжений $\Delta \sigma_p$ , $\Delta \sigma_F$ , $\Delta \sigma_M$ ,	
п.6.2.8	$\Delta \sigma_T$ .	С
	По размахам напряжений определяют амплитуду напряжений $\sigma_a$ и проверяют	
	условие прочности по допускаемым амплитудам напряжений, определяемым	
	по ГОСТ 34233.6 для заданного числа циклов нагружении.	
	Допускается вместо расчета узлов врезки штуцеров на совместное действие	
	нагрузок в соответствии с 6.1 и 6.2 выполнять расчет численными методами,	
	например методом конечных элементов, с последующей оценкой полученных	
п.6.3	результатов в соответствии с ГОСТ 34233.1-2017 (пункт 8.10).	C
	При этом, если соотношения размеров элементов рассматриваемых узлов не превышают пределов, указанных в таблице 1, а также в 5.1.2 и 5.1.3, в	
	превышают пределов, указанных в таолице 1, а также в 3.1.2 и 3.1.3, в дополнение к численному расчету должен быть выполнен расчет укрепления	
	отверстий в соответствии с разделом 5.	
	ordepermin become return e pasitement s.	

Приложе- ние А	Рисунки к разделу 5	С
Приложе- ние Б	Рисунки и графики к разделу 6	С
ГОСТ 34233.6- 2017	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках.	
п.5.1	Поверочный расчет на малоцикловую прочность выполняют на основе анализа общего и местного напряженного состояния с целью исключения появления трещин. Расчет напряжений проводят в предположении линейно-упругого поведения материала, за исключением особо оговоренных случаев. Полученные амплитуды условных упругих напряжений не должны превышать допускаемые амплитуды напряжений.	С
п.7.1	Уточненный расчет на малоцикловую прочность основан на определении напряжений для линейно-упругого материала по теории пластин, оболочек, колец и балок. При расчете определяют главные напряжения в наиболее нагруженных узлах. Для каждого вида нагрузки рассчитывают размах отдельных составляющих напряжений $\Delta \sigma_x$ ; $\Delta \sigma_y$ ; $\Delta \sigma_z$ ; $\Delta \tau_{xy}$ ; $\Delta \tau_{xz}$ ; $\Delta \tau_{yz}$ как разность напряжений обоих нагруженных состояний, входящих в цикл. Размах главных напряжений $\Delta \sigma_1$ ; $\Delta \sigma_2$ ; $\Delta \sigma_3$ рассчитывают как главные напряжения при действии в выбранной системе координат на пряжений, равных размахам отдельных составляющих напряжений.	С
	Определение составляющих напряжений в различных узлах сосуда приведено в ГОСТ 34233.4, ГОСТ 34233.5, ГОСТ 34233.7, ГОСТ 34233.9, ГОСТ 34233.11, ГОСТ 30780.  Составляющие напряжений можно определять по специальным методикам или экспериментальными методами.  Амплитуду напряжений для каждого цикла вычисляют по формуле (5).  Допускается амплитуду напряжений вычислять по формуле (6) или (7).  Для плоского напряженного состояния используются формулы (8) или (9).	С
п.7.2	Эффективный коэффициент концентрации напряжений определяют по формуле (10), при отсутствии точных данных по формуле (11).	С
п.7.3	При известных значениях амплитуды напряжений либо проверяют условие прочности по формуле (1), либо определяют допускаемое число циклов по формуле (13) и выполнение условий прочности по формуле (2).	С
	Если сосуд работает при различных режимах нагружения, то определяют допускаемое число циклов для каждого вида нагружения и выполнение условий прочности по формуле (3).	С
п.8.1	Допускаемую амплитуду напряжений определяют по графикам, приведенным на рисунках 2—10, или вычисляют по формуле (12).	С
п.8.2	Допускаемое число циклов нагружения определяют по графикам, приведенным на рисунках 2—10, или вычисляют по формуле (13). Если $\sigma_a \leq \frac{B}{n_\sigma}$ , то число циклов соответствующего вида не ограничивают и их влияние на прочность не учитывают.	С
п.8.3	$A, B$ и $C_t$ определяют по таблице $3$	С
п.8.4	Коэффициенты запаса прочности по числу циклов и коэффициенты запаса прочности по напряжениям должны соответствовать: - для стальных сосудов — $n_N=10;n_\sigma=2,0;$ - для сосудов из алюминия, меди и их сплавов — $n_N=20;n_\sigma=2,0;$ - для сосудов из титана и его сплавов — $n_N=30;n_\sigma=2,5.$	С
п.8.5	В случае соединения материалов с разными механическими характеристиками определяющим является материал, дающий меньшее значение [ $\sigma_a$ ] и [N].	С
34233.9- 2017	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Аппараты колонного типа.	
п.5.6	Температурные напряжения определяют специальными методами расчета. Метод расчета температурных напряжений следует выбирать в соответствии с ГОСТ 34233.1 (пункт 5.7). Оценку результатов расчета напряжен-но-	С

	деформированного состояния с учетом температурных напряжений проводят в соответствии с ГОСТ 34233.1 (пункт 8.10).	
п.6.1	Если в стенке аппарата в месте соединения с опорой возникают дополнительные напряжения, вызванные смещением нейтральных осей в узле соединения опоры с корпусом (см. рисунок 4), и/или дополнительные напряжения, вызванные стесненностью температурных деформаций (см. 5.6), следует выполнить оценку этих напряжений совместно с напряжениями от действия давления, осевой сжимающей силы, изгибающего момента и перерезывающей силы (см. таблицу 1). Оценку прочности выполняют в соответствии с ГОСТ 34233.1 (пункт 8.10).	C
п.7.1	В случае смещения нейтральных осей в узле соединения опоры с корпусом учитывают дополнительные напряжения из-за смещения этих осей (см. рисунок 4). Оценку этих напряжений, совместно с напряжениями от действия осевой сжимающей силы, изгибающего момента и перерезывающей силы (см. таблицу 1), а также с напряжениями, вызванными стесненностью температурных деформаций (см. 5.6), проводят в соответствии с ГОСТ 34233.1 (пункт 8.10).	С
ΓΟCT 34233.10- 2017	Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты, работающие с сероводородными средами.	
2017	Расчет на прочность сосудов и аппаратов, предназначенных для эксплуатации в коррозионно-активных сероводородсодержащих влажных средах, имеет особенности, обусловленные специфическим коррозионным воздействием этих сред на металл конструктивных элементов.	С
п.4.1	В целях предотвращения сероводородного коррозионного растрескивания для сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих влажных средах, применяют специальные материалы, стойкие к коррозионному растрескиванию, а также используют ингибиторы.	С
п.4.2	Сероводородное коррозионное растрескивание возникает при рабочих температурах сероводородсодержащих сред, при которых может происходить конденсация влаги. Предельная температура коррозионной активности сероводородсодержащих рабочих сред является максимальной температурой насыщения водяного пара, зависящей от его парциального давления и массовой доли воды в рабочей среде. При отсутствии более точных сведений о наличии влаги в рабочей среде принимают предельную температуру коррозионной активности сероводородсодержащих рабочих сред tnp, равной 250 °C.	С
п.4.3	Сосуды и аппараты, работающие в контакте с коррозионно-активными сероводородсодержащими средами, в зависимости от парциального давления сероводорода PH <sub>2</sub> S и водородного показателя рН жидкой фазы рабочей среды, подразделяют на пять категорий в соответствии с таблицей 1. Парциальное давление газовой фазы сероводорода вычисляют по формуле (1).	С
п.4.4	Если рабочая температура среды в процессе эксплуатации всегда более tпр, расчет выполняют по ГОСТ 34233.1 - ГОСТ 34233.9, ГОСТ 34233.11 при установленной расчетной температуре.  Если возможна работа сосуда при температуре ниже tпр, то проводят два расчета по определению основных размеров элементов, контактирующих с сероводородсодержащей средой: 1) при расчетной температуре с допускаемыми напряжениями по ГОСТ 34233.1; 2) при температуре, равной tпр, с допускаемыми напряжениями согласно разделу 5 в зависимости от парциального давления сероводорода Pн2s и водородного показателя pH жидкой фазы рабочей среды.	С
п.5.1	Допускаемые напряжения в рабочих условиях [о] при расчете по ГОСТ 34233.1 — ГОСТ 34233.9, ГОСТ 34233.11 элементов сосудов и аппаратов из углеродистых и низколегированных сталей, работающих при статических и повторно-статических нагрузках в коррозионно-активных серо водородсодержащих средах, вычисляют по формуле (1).	С
п.5.2	Расчетные значения предела текучести и временного сопротивления для сталей принимаются по ГОСТ 34233.1 (таблицы Б.1 и Б.2).	С

п.5.3	Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности для условий монтажа и условий испытаний определяют по ГОСТ 34233.1.	С
п.5.4	Коэффициенты запаса устойчивости для элементов сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих средах, определяют по ГОСТ 34233.1.	С
п.5.5	Пределы текучести, временные сопротивления и коэффициенты линейного расширения ста лей марок 20Юч*, 20КА** и 09ГСНБЦ***, используемых для изготовления сосудов и аппаратов I, II и IV категорий по таблице 1, принимают такими же, как для сталей марок 20 и 09Г2С соответственно, по ГОСТ 34233.1 (таблицы Б.1 и Б.2).	С
п.5.6	Допускаемые напряжения для сталей, не приведенных в ГОСТ 34233.1 (таблицы Б.1 и Б.2), но рекомендованных для изготовления сосудов и аппаратов, предназначенных для эксплуатации в коррозионно-активных сероводородсодержащих влажных средах, принимают по гарантируемым значениям механических характеристик в соответствии со стандартами или техническими условиями на стали или сертификатами на материалы.	С
п.5.7	При проверке условий статической прочности элементов сосудов и аппаратов из углеродистых и низколегированных сталей, работающих в коррозионно-активных сероводородсодержащих средах и рассчитываемых не по предельным нагрузкам, а на основании численного анализа напряженного состояния, отдельно оценивают напряжения на поверхности, контактирующей с сероводородсодержащей средой, и отдельно - на поверхностях, не контактирующих с сероводородсодержащей средой. Критерии прочности, допускаемые напряжения и коэффициенты запаса для элементов с не кон тактирующими с сероводородсодержащей средой поверхностями определяют по соответствующим нормативно-техническим документам.  Для элементов с контактирующей с коррозионно-активной сероводородсодержащей средой поверхностью допускаемые напряжения определяют с учетом коэффициентов запаса прочности в соответствии с 5.1.	C
п.5.8	Для оценки условно упругих напряжений, полученных численными методами, такими как метод конечных элементов, используют условия прочности по ГОСТ 34233.1 (пункт 8.10). Допускаемые напряжения [σ] для общих растягивающих мембранных напряжений, действующих по всему сечению элемента с контактирующей с сероводородсодержащей средой поверхностью, определяют в соответствии с 5.1. Допускаемые напряжения [σ] для общих сжимающих мембранных напряжений, действующих по всему сечению элемента с контактирующей с сероводородсодержащей средой поверхностью, определяют по ГОСТ 34233.1. В зонах краевых эффектов используют допускаемые напряжения [σ]м = 1,5[σ] и [σ]R = 3[σ], где [σ] определяют в соответствии с 5.1 для оценки только растягивающих местных мембранных, общих и местных изгибных напряжений в элементе сосуда или аппарата на поверхности, контактирующей с сероводородсодержащей средой. Оценку напряжений на остальных поверхностях проводят так же, как для обычных	C
п.6.1	сосудов и аппаратов, работающих в тех же условиях, но не подверженных воздействию коррозионно-активных сероводородсодержащих сред.  При расчете элементов сосудов и аппаратов из углеродистых и низколегированных сталей, работающих под внутренним давлением в контакте с коррозионно-активными сероводородсодержащими средами,	C C
ГОСТ 34283-2017	необходимо учитывать прибавку для компенсации коррозии не менее =3 мм. Остальные прибавки принимают в соответствии с ГОСТ 34233.1 (раздел 12). Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность при ветровых, сейсмических и других внешних нагрузках.	
п.6.2	Определение расчетных усилий от присоединенных трубопроводов	
п.6.2.1	Действующие на штуцеры сосудов и аппаратов расчетные нагрузки от присоединенных трубопроводов определяют исходя из расчета трубопроводной системы на действие массы, давления, самокомпенсации температурных удлинений, ветровых и сейсмических нагрузок.	С
п.6.2.2	Значения действующих на штуцеры сосудов и аппаратов расчетных нагрузок от присоединенных трубопроводов указывают в одной из следующих точек: - в месте пересечения оси штуцера с образующей корпуса;	С

	<ul> <li>в месте пересечения оси штуцера с привалочной поверхностью фланца — для штуцеров, соединяемых с трубопроводами с помощью фланцев;</li> <li>в месте пересечения оси штуцера с плоскостью приварки трубопровода — для</li> </ul>	
	штуцеров, соединяемых с трубопроводами с помощью сварки. В исходных данных для расчета сосудов и аппаратов на действие нагрузок от присоединенных трубопроводов должно быть указано, в какой из перечисленных выше точек приложены полученные из расчета трубопроводов нагрузки.	
п.6.2.3	Силы и моменты, действующие на штуцеры сосудов и аппаратов со стороны присоединенных трубопроводов, следует приводить в местной декартовой системе координат, одна из осей которой совпадает с осью штуцера (см. ГОСТ 34233.3). Допускается также задание сил и моментов, действующих на штуцеры сосудов и аппаратов со стороны присоединенных трубопроводов, в глобальной системе координат, связанной с аппаратом или с установкой в целом. В исходных данных для расчета сосудов и аппаратов на действие нагрузок от присоединенных трубопроводов должно быть однозначно указано направление осей системы или систем координат, в которых приведены нагрузки, действующие на штуцеры.	С
п.6.2.4	Действующие на штуцеры сосудов и аппаратов расчетные нагрузки от присоединенных трубопроводов следует учитывать при расчете:- узлов врезки штуцеров — по ГОСТ 34233.3;- фланцев штуцеров — по ГОСТ 34233.4;- промежуточных элементов, которые могут находиться между узлом врезки и фланцем штуцера: труб и отводов — по ГОСТ 34233.2. Расчетные нагрузки, действующие на каждый из перечисленных выше элементов, определяют по правилам механики исходя из величин расчетных нагрузок на штуцеры и условий равновесия.	С
п.6.2.5	Действующие на штуцеры сосудов и аппаратов расчетые нагрузки от присоединенных трубопроводов, полученные из расчета трубопроводной системы, необходимо также учитывать при расчете аппарата в целом, то есть при определении осевых и перерезывающих сил и изгибающих моментов, действующих на цилиндрические и конические обечайки, находящиеся между штуцером и опорным элементом, определении нагрузок на опорные элементы и анкерные болты. При этом нагрузки, действующие на штуцер со стороны присоединенных трубопроводов, должны быть по правилам механики перенесены в точку продольной оси сосуда или аппарата, лежащую в том же поперечном сечении, что и точка пересечения оси штуцера с образующей корпуса сосуда или аппарата. Полученные описанным выше образом нагрузки от внешних сил и моментов, приложенных к различным штуцерам, в каждом расчетном сечении суммируются с учетом направления и знака между собой, а также с нагрузками от действия массы, ветровыми, сейсмическими и другими внешними нагрузками и учитываются при расчете корпуса аппарата на прочность и устойчивость по ГОСТ 34233.2 и ГОСТ 34233.9, а также при расчете опорных сечений, опор и анкерных болтов по ГОСТ 34233.5 и ГОСТ 34233.9.	C
п.6.2.6	При проектировании сосудов и/или аппаратов и трубопроводной обвязки к ним, для обеспечения возможности независимого проектирования сосудов, аппаратов и трубопроводов, используются таблицы допустимых нагрузок, содержащие значения максимальных допустимых компонентов нагрузок: осевых и перерезывающих сил, изгибающих и крутящего момента для каждого из нагруженных внешними нагрузками штуцеров сосуда и/или аппарата. В некоторых случаях для отдельных видов аппаратов таблицы максимальных допустимых нагрузок содержатся в межгосударственных (ГОСТ ISO 13706) и национальных стандартах*.	С
п.6.2.7	Таблицы допустимых нагрузок, используемые при проектировании сосудов и/или аппаратов, представленные в задании на проектирование, должны содержать указание на точку приложения нагрузок и направление осей системы координат, в которой они заданы, в соответствии с 6.2.2 и 6.2.3. При выполнении расчетов на совместное действие установленных в таблицах компонентов внешних нагрузок и при переносе согласно правилам механики нагрузок между элементами штуцера (узлом врезки, фланцем, отводом и т. д.) компоненты нагрузок считаются приложенными в направлении осей системы координат, в которой они установлены, если в таблицах не указано иное. По умолчанию, если не указано иное, принимается, что приведенные в таблицах допустимые нагрузки на штуцеры не учитывают несамоуравновешенную осевую силу в трубопроводе, вызванную действием давления (см. приложение Г).	С
п.6.2.8	Расчетные нагрузки, приведенные в таблицах допустимых нагрузок на штуцеры сосудов и аппаратов, следует учитывать при расчете элементов, перечисленных в 6.2.4. Расчет в соответствии с 6.2.5 производят только с использованием нагрузок, полученных из расчета трубопроводной системы. Расчет в соответствии с 6.2.5 на нагрузки, установленные в таблицах допустимых нагрузок, не проводят.	С
п.6.2.9	Если проектирование сосудов или аппаратов выполняется раньше, чем проектирование трубопроводной обвязки, организация, выполняющая проектирование сосудов и аппаратов, может передать заказчику и/или организации, выполняющей проектирование трубопроводной обвязки, значения допустимых нагрузок на штуцеры, определенные на основании поверочных расчетов в	С

	соответствии с 6.2.4. Значения расчетных нагрузок в этом случае могут передаваться в виде таблиц допустимых нагрузок, аналогичных описанным выше, и/или в виде электронных интерактивных баз данных, позволяющих оценить допустимость любого сочетания нагрузок на штуцер, полученного в ходе расчета и проектирования трубопроводной обвязки.	
Приложение Г	Рекомендации по определению действующих на штуцеры сосудов и аппаратов нагрузок от присоединенных трубопроводов.	С
<u>ПНАЕ Г-7-</u>	Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных	
002-86	энергетических установок	
п.3	Допускаемые напряжения, условия прочности и устойчивости	
п.3.1	Номинальные допускаемые напряжения определяют по характеристикам материала	C
	при расчетной температуре.	
п.3.2	Номинальные допускаемые напряжения для элементов с расчетной температурой, равной Тt или ниже ее, рассчитывают по пределу текучести и временному сопротивлению.  Для элементов с расчетной температурой выше температуры Тt номинальные допускаемые напряжения рассчитывают по пределу текучести, временному сопротивлению и пределу длительной прочности.	С
	Температура Тt равна:	
п.3.3	1) для алюминиевых и титановых сплавов 293 К (20 °C); 2) для циркониевых сплавов 523 К (250 °C); 3) для углеродистых, легированных, кремнемарганцовистых и высокохромистых	С
11.3.3	сталей 623 К (350 °C); 4) для коррозионно-стойких сталей аустенитного класса, жаропрочных хромомолибденованадиевых сталей и железоникелевых сплавов 723 К (450 °C).	C
п.3.4	Номинальное допускаемое напряжение для элементов оборудования и трубопроводов, нагруженных давлением, принимают минимальным из следующих значений: [σ] = min{RmT/nm; RTp0,2/n0,2; RTmt/nmt}.  Для элементов оборудования и трубопроводов, нагруженных внутренним давлением, nm = 2,6; n0,2 = 1,5; nmt = 1,5.  Для элементов оборудования и трубопроводов, нагруженных наружным давлением, превышающим внутреннее, nm = 2,6; n0,2 = 2; nmt = 2.  Окончательную проверку на устойчивость и корректировку (при необходимости) определенных по настоящему разделу толщин стенок, нагруженных наружным дарлением.	C
2.5	давлением, превышающим внутреннее, проводят в соответствии с разд. 5.5.	1111
п.3.5	Номинальное допускаемое напряжение в болтах или шпильках  Для корпусов страховочных и защитных оболочек номинальные допускаемые	НП
п.3.6	напряжения [ $\sigma$ ]c = min{RmT/nm; RTp0,2/n0,2}, где nm = 1,85; n0,2 = 1,07.	С
п.3.7	При определении номинальных допускаемых напряжений значения кратковременных или длительных механических характеристик принимают по данным государственных или отраслевых стандартов (ГОСТ или ОСТ) или технических условий (ТУ). При отсутствии в этих документах необходимых данных следует руководствоваться данными, приведенными в табл. П1.1 или П1.4.	С
п.3.8	При температурах, превышающих Тt, при заданном ограничении деформации ползучести элементы рассчитывают по пределу ползучести RTct. В случае отсутствия в ГОСТ, ОСТ или ТУ сведений по пределам ползучести допускается их определение по изохронным кривым, приведенным для ряда материалов в приложении 6. Коэффициент запаса по пределу ползучести RTct принимают равным единице.	С
п.3.9	При температурах выше $T_t$ в тех случаях, когда эксплуатация конструкции включает два и более режимов нагружения, отличающихся по температуре или нагрузке, основные размеры должны удовлетворять условию прочности по накопленному длительному статическому повреждению.	НП
п.3.10	Для стальных отливок, необходимые данные для которых отсутствуют в государственных или отраслевых стандартах, технических условиях или в табл. 1 приложения 1, значения предела текучести и временного сопротивления принимают равными: 85 % значения, приведенного в табл. 1 для одноименной марки катаной или кованой стали, если отливки подвергаются 100 %-ному ультразвуковому или радиографическому контролю; 75 % указанных выше значений - для остальных отливок.	С
п.3.11	При контакте элементов конструкций с натрием реакторной чистоты в расчетах используют расчетные значения механических характеристик, определяемые умножением значений RmT, RTp0,2, RTmt, RTct на коэффициент снижения при зависящий от типа материала, температуры и длительности эксплуатации. При выполнении расчета по выбору основных размеров и проведении поверочного расчета для сталей перлитного класса коэффициент снижения определяют по формуле	С

-		
	$\eta t = 1 - 0.15 \text{hc/sR},$	
	где hc - толщина поверхностного слоя стали, обезуглероженного на 30 %.	
	Значение hc определяют по данным технических условий на изделие. Для сталей марок	
	12X2M, 12X2M1ФБ допускается определять hc в порядке, указанном ниже.	
	На верхнем графике рис. 3.1 или 3.2 определяют точку, соответствующую заданным	
	расчетным температуре Т и времени эксплуатации t, вертикаль от этой точки в	
	пересечении с кривой нижнего графика определяет точку и соответствующее значение	
	hc на оси ординат этого графика по горизонтали от полученной точки. Другой способ сводится к вычислению х по приведенным на рис. 3.1 или 3.2 формулам и определению	
	по х значения hc, пользуясь только нижним графиком.	
	При расчете по выбору основных размеров и поверочном расчете деталей с толщиной	
	стенки более 1 мм и времени эксплуатации не более 2 · 105 ч принимают:	
	для коррозионно-стойких сталей аустенитного класса с содержанием никеля до 15 %	
	при $T \le 823 \text{ K } (550 \text{ °C}) \text{ \eta t = 1 \text{ и при } 823 \text{ K } (550 \text{ °C}) < T \le 973 \text{ K } (700 \text{ °C})  \eta t = 0.9;$	
	для железоникелевых сплавов при $T \le 873$ К (600 °C) $\eta t = 0.9$ и при $873$ К (600 °C) $< T$	
	$\leq$ 973 K (700 °C) $\eta$ t = 0,8.	
п.5.3	Порядок определения напряжений	
	На основе анализа условий эксплуатации элементов конструкции устанавливается	
	типовая физически возможная последовательность эксплуатационных режимов	
- F 2 1	работы и нагружения, включая условия испытаний и нарушения нормальных условий	C
п.5.3.1	эксплуатации. Режимы работы и нагружения, осуществляемые между пуском и	С
	остановом, например, срабатывание аварийной защиты, следует располагать между	
	указанными режимами.	
	Для наиболее нагруженных областей элемента конструкции упругим расчетом	
	определяются значения шести составляющих напряжений без учета концентрации для	
	принятой системы координат (декартовой, цилиндрической или сферической) и	
п.5.3.2	принятой последовательности по времени режимов работы и нагружения.	С
	По шести составляющим напряженного состояния определяются значения главных	
	напряжений. Наибольшему главному напряжению присваивают индекс і, а двум	
	другим - индексы j, k ( $\sigma$ i > $\sigma$ j > $\sigma$ k), фиксируя таким образом главные площадки.	
5 2 2	На выбранных зафиксированных главных площадках для всей принятой	
п.5.3.3	последовательности по времени режимов работы и нагружения определяются	C
	зависимости изменения главных напряжений $\sigma_i$ , $\sigma_j$ , $\sigma_k$ .	
	Значения приведенных напряжений ( $\sigma$ ) определяются для моментов времени $t_1, t_2,, t_l,, t_m$ , где увеличение (уменьшение) абсолютного значения любой из составляющих	
п.5.3.4	, $t_m$ , где увеличение (уменьшение) аосолютного значения любой из составляющих главных напряжений сменяется их уменьшением (увеличением) по формулам (5.1).	C
11.3.3.4	При упругом нагружении для начального $t_1$ и конечного $t_m$ моментов времени $\sigma_i = \sigma_j = 0$	
	при упругом нагружении для начального $t_1$ и конечного $t_m$ моментов времени $\sigma_t - \sigma_y = \sigma_t = 0$ или равняются постоянному напряжению, например от веса.	
	Определение напряжений аналитическими методами, например, по теории оболочек,	
	осуществляется в указанной в пп. 5.3.1 - 5.3.4 последовательности; определение	
	напряжений численными методами в упругой области - в следующем порядке:	
п.5.3.5	1) определяется зависимость местных напряжений для принятой последовательности	С
	режимов работы и нагружения;	
	2) выделяются номинальные напряжения от механических и тепловых нагрузок;	
	3) определяются приведенные напряжения.	
п.5.4	Расчет на статическую прочность	
	При расчете на статическую прочность проверяют выполнение условий прочности	
п.5.4.1	применительно к расчетным нагрузкам, указанным в п. 5.1.3, кроме сейсмических и	C
	вибрационных нагрузок, и ко всем эксплуатационным режимам, указанным в п. 5.1.4.	
	Напряжения, определенные при расчете на статическую прочность элементов	
п.5.4.2	оборудования и трубопроводов, не должны превышать значений, указанных в	С
	табл. $\underline{5.6}$ . Значения $[\sigma]$ , $[\sigma]_c$ и $[\sigma]_w$ определяют в соответствии с указаниями разд. $\underline{3}$ .	

## \*С- соответствует нормативным требованиям

### \*\*НП – не применяется

## выводы

По результатам проведенных испытаний продукция соответствует: ГОСТ 34233.1-2017, ГОСТ 34233.2-2017, ГОСТ 34233.3-2017, ГОСТ 34233.6-2017, ГОСТ 34233.9-2017 (для случаев, требующих конечно-элементного расчета), ГОСТ 34233.10-2017, ГОСТ 34283-2017 (в части нагрузок на штуцера аппаратов), ПНАЕ  $\Gamma$ -7-002-86 (в части оценки прочности).

Ответственный:

Хлудок С.К.