

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ  
СЄВЕРОДОНЕЦЬКИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ІНСТИТУТ**

**О.І. Барвін, І.М. Генкіна, В.В. Іванченко,  
Г.В. Тараненко, Ю.М. Штонда**

**КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК  
СТАЛЕВИХ ЗВАРНИХ ПОСУДИН ТА АПАРАТІВ.**

**ОБИЧАЙКИ ТА ДНИЩА**

**Луганськ 2005**

ББК 34.42  
УДК 66.02.001.24(075.8)  
Т41

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів за спеціальністю “Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів”.

(лист № 14/18.2-2295 від 21.10.2005)

**Рецензенти:**

**Панов Є.М.**, доктор технічних наук, проф. НТУУ ”КПІ“

**Юшко В.І.**, доктор технічних наук, проф. УДХТУ

**Склабінський В.І.**, доктор технічних наук, проф. СумДУ

Відповідальний редактор **В.В. Іванченко**

**Т41 Конструювання і розрахунок сталевих зварних посудин та апаратів. Обичайки та днища:** / Укл. **О.І. Барвін, І.М. Генкіна, В.В. Іванченко, Г.В. Тараненко, Ю.М. Штонда.** Навч. посібник. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля, 2005. – 310 с., 56 іл., 42 табл., 33 бібліогр назв.

ISBN 966-590-5392

У даному навчальному посібнику викладено основні відомості про конструкції та розрахунки на міцність, жорсткість і стійкість основних елементів корпусів посудин та апаратів, які знаходять широке розповсюдження в хімічній та суміжних з нею галузях промисловості.

Методи розрахунків посудин та апаратів розроблені на базі діючої у хімічному машинобудуванні нормативно-технічної документації (державні і галузеві стандарти, технічні умови та ін).

Наведені приклади розрахунків обичайок, днищ та укріплення отворів у стінках елементів.

Посібник призначається для використання в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю “Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів” і може бути корисним інженерам-механікам, які займаються проектуванням, виготовленням і експлуатацією посудин та апаратів хімічних виробництв.

ISBN 966-590-5392

ББК 34.42

УДК 66.02.001.24 (075.8)

Т41

© О.І. Барвін, І.М. Генкіна, В.В. Іванченко,  
Г.В. Тараненко, Ю.М. Штонда.

© Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, 2005

## ЗМІСТ

ВСТУП . . . . .	5
1 ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ . . . . .	6
1.1 Терміни та визначення . . . . .	6
1.2 Загальні вимоги до конструкцій . . . . .	8
1.3 Вимоги до транспортування . . . . .	11
2 КОНСТРУКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ . . . . .	13
2.1 Вимоги до конструкційних матеріалів . . . . .	13
2.2 Вплив властивостей робочого середовища на вибір матеріалу . . . . .	14
2.3 Вплив температури та тиску на вибір матеріалу . . . . .	17
2.4 Матеріали для виготовлення сталевих зварних посудин та апаратів . . . . .	21
2.4.1 Класифікація сталей . . . . .	21
2.4.2 Сталь листова . . . . .	24
2.4.3 Сталь сортова . . . . .	24
2.4.4 Труби сталеві . . . . .	25
2.4.5 Поковки сталеві . . . . .	26
2.4.6 Виливки сталеві . . . . .	26
2.4.7 Матеріали для кріпильних деталей . . . . .	27
2.4.8 Зварювальні матеріали . . . . .	27
2.4.9 Матеріали для прокладок . . . . .	28
3 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКИ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ АПАРАТІВ . . . . .	29
3.1 Загальні положення . . . . .	29
3.1.1 Температура . . . . .	29
3.1.2 Тиск . . . . .	30
3.1.3 Допустимі напружини . . . . .	34
3.1.4 Коефіцієнти міцності зварних швів . . . . .	38
3.1.5 Додатки до розрахункових величин конструктивних елементів . . . . .	39
3.2 Обичайки циліндричні . . . . .	42
3.2.1 Вимоги до конструювання . . . . .	42
3.2.2 Умови застосування розрахункових формул . . . . .	46
3.2.3 Розрахунок гладких циліндричних обичайок, навантажених внутрішнім надлишковим тиском . . . . .	47
3.2.4 Розрахунок гладких циліндричних обичайок, навантажених зовнішнім тиском . . . . .	54
3.2.5 Розрахунок гладких циліндричних обичайок, що працюють під спільною дією навантажень кількох видів . . . . .	65
3.2.6 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, що працюють під внутрішнім надлишковим тиском . . . . .	83
3.2.7 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, що працюють під зовнішнім тиском (вакуумом) . . . . .	85
3.2.8 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, що працюють під спільною дією навантажень кількох видів . . . . .	98

3.3	Днища та переходи . . . . .	104
3.3.1	Загальні положення . . . . .	104
3.3.2	Еліптичні та напівсферичні днища . . . . .	108
3.3.3	Сферичні невідбортовані днища . . . . .	125
3.3.4	Конічні днища та переходи . . . . .	133
3.3.5	Плоскі днища та кришки . . . . .	167
3.4	Зміцнення отворів . . . . .	184
3.4.1	Теоретичні основи зміцнення отворів . . . . .	184
3.4.2	Типові конструкції зміцнення отворів . . . . .	185
3.4.3	Визначення розрахункового діаметра поодинокого отвору, що не вимагає зміцнення . . . . .	186
3.4.4	Визначення основних розрахункових величин . . . . .	194
3.4.5	Умови застосування розрахункових формул . . . . .	196
3.4.6	Зміцнення поодиноких отворів . . . . .	197
3.4.7	Зміцнення взаємовпливаючих отворів . . . . .	202
3.4.8	Приклади розрахунку зміцнення отворів . . . . .	208
	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ . . . . .	242
	ДОДАТОК А Перелік матеріалів, що використовуються для виготовлення посудин, які працюють під тиском. . . . .	244
	ДОДАТОК Б Механічні властивості матеріалів . . . . .	261
	ДОДАТОК В Опуклі днища . . . . .	271
	ДОДАТОК Г Конічні днища . . . . .	291
	ДОДАТОК Д Плоскі днища . . . . .	304

---

---

## ВСТУП

Навчальний посібник призначено для студентів спеціальності 7.090220 – обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів, які вивчають дисципліну “Розрахунок і конструювання машин та апаратів хімічних виробництв”.

Дана дисципліна відноситься до циклу професійно орієнтованих дисциплін при підготовці інженерів-механіків хімічної та суміжних з нею галузей промисловості.

Метою вивчення даної дисципліни є ознайомлення з основами розрахунку і конструювання машин та апаратів хімічних виробництв.

У даному посібнику розглядаються питання розрахунку і конструювання на міцність, жорсткість і стійкість елементів корпусів сталевих зварних посудин та апаратів, які базуються на теоретичних основах таких фундаментальних дисциплін як фізика, теоретична механіка, опір матеріалів, технологія конструкційних матеріалів, матеріалознавство та ін.

Професійна підготовка інженерів-механіків хімічних виробництв припускає уміння орієнтуватися у діючій в хімічному машинобудуванні нормативно-технічній документації з конструювання і розрахунку на міцність елементів сталевих зварних посудин та апаратів (державні та галузеві стандарти, технічні умови, альбоми типових конструкцій і та ін.). Як показує аналіз, часто-густо нормативно-технічна документація, у якій наводяться методики розрахунку елементів корпусів зварних сталевих посудин та апаратів, не завжди узгоджується з їхніми типовими конструкціями.

У посібнику приведені до відповідності методики розрахунків і конструкції складових частин посудин апаратів на основі діючої в хімічному машинобудуванні нормативно-технічної документації.

Структурно посібник має системний методично-практичний характер з великою кількістю прикладів розрахунку елементів корпусів апаратів, що дозволяє студентам ефективно освоювати навчальний матеріал у процесі самостійної роботи. Для рішення прикладів розрахунків наведені необхідні довідкові бази даних.

Посібник призначено для використання в навчальному процесі при підготовці інженерів-механіків хімічної та суміжних з нею галузей промисловості. Він може бути використаний інженерно-технічними працівниками КБ і НДІ, які займаються проектуванням та розрахунком апаратів хімічних виробництв.

---

---

## 1 ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ

Посудини та апарати хімічних і нафтохімічних виробництв призначені для проведення в них технологічних процесів (хімічних реакцій, теплообміну зі зміненням або без змінення агрегатного стану речовин, кристалізації, розчинення, випарювання, абсорбції, адсорбції, ректифікації, сепарації, фільтрації та ін.), а також для збереження або переміщення в них різних хімічних речовин.

У даному посібнику наведені вимоги до проектування сталевих зварних посудин та апаратів, що працюють під тиском не більш 16 МПа (160 кгс/см<sup>2</sup>) при температурі стінки не нижче мінус 70 °С.

Вимоги до проектування сталевих зварних посудин та апаратів, що викладені у даному посібнику, не поширюються на:

- посудини з товщиною стінки понад 120 мм;
- посудини, що працюють під вакуумом із залишковим тиском нижче 665 Па (5 мм рт. ст.);
- трубчасті печі.

### 1.1 Терміни та визначення

**Посудина** – герметично закрита ємкість, що призначена для проведення хімічних, теплових і інших технологічних процесів, а також для збереження та транспортування газоподібних, рідких та інших речовин. Границею посудини є вхідні та вихідні штуцери.

**Апарат** – посудина, яка обладнана внутрішніми пристроями і призначена для проведення хіміко–технологічних процесів. Апарати в залежності від технологічного процесу та конструкції носять різну назву: колонні апарати, реактори, автоклави та ін.

Посудини та апарати складаються з таких основних елементів: циліндричного корпусу, днищ (днища та кришки), штуцерів для приєднання трубопроводів, арматури, контрольно-вимірювальних приладів, люків, лючків, опор, стропових пристроїв, фланцевих з'єднань.

**Елемент посудини** – складальна одиниця або деталь посудини, призначена для виконання однієї з основних її функцій. Елементи посудин (апаратів) з'єднуються між собою, як правило, зварюванням.

**Складальна одиниця** – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою зварюванням, згвинченням, розвальцюванням та іншими складальними операціями.

**Обичайка** – циліндрична (конічна) відкрита з торців оболонка за-

мкненого профілю.

Конічні обичайки застосовуються, як правило, як днища та переходи.

**Корпус** – основна складальна одиниця, яка складається з обичайок, днищ та інших елементів.

**Днище** – невід’ємна частина корпусу посудини, що обмежує внутрішню порожнину посудини (апарата) з торця.

**Кришка** – від’ємна частина корпусу посудини, що закриває її внутрішню порожнину.

**Штуцер** – елемент, призначений для приєднання до посудини трубопроводів, трубопровідної арматури, контрольно-вимірвальних приладів і таке інше.

**Заглушка** – від’ємна деталь, котра дозволяє герметично закривати отвір штуцера або бобишки.

**Люк** – пристрій, який забезпечує доступ до внутрішньої порожнини посудини.

**Оглядовий лючок** – пристрій, який забезпечує огляд внутрішньої порожнини посудини.

**Опора** – пристрій для установки посудини в робочому положенні та передачі навантаження від посудини на фундамент або носійну конструкцію.

**Опора циліндрична** – пристрій, що складається з циліндричної обичайки та нижнього опорного пояса, який приварюється до днища вертикального апарата.

**Опора конічна** – пристрій, що складається з циліндричної та конічної обичайок і нижнього опорного пояса, який приварюється до днища вертикального апарата.

**Опора сідлова** – опора горизонтальної посудини, яка охоплює нижню частину кільцевого перерізу обичайки.

**Лапа опорна** – пристрій для установлення посудини в робочому положенні на міжповерховому перекритті або металоконструкції, виконаний у вигляді кронштейна, привареного до корпусу посудини і працюючий на згин.

**Опора-стійка** – пристрій для установлення вертикальної посудини в робочому положенні на міжповерховому перекритті або фундаменті, виконаний у вигляді стійки, що працює на стиснення.

**Вікно оглядове** – пристрій, який дозволяє вести спостереження за робочим середовищем у посудині або апараті.

**Змійовик** – теплообмінний пристрій, виконаний у вигляді зігнутої труби.

**Сорочка посудини** – теплообмінний пристрій, що складається з

оболонки, яка охоплює корпус посудини або його частину і утворює спільно зі стінкою корпусу посудини порожнину, заповнену теплоносієм.

**З'єднання фланцеве** – нерухоме рознімне з'єднання оболонок, герметичність якого забезпечується шляхом стиснення ущільнювальних поверхонь безпосередньо одної з іншою або за допомогою розташованих між ними прокладок з більш м'якого матеріалу, стиснених кріпильними деталями.

**Стикові зварні з'єднання** – з'єднання, у яких зварювані елементи примикають один до одного торцевими поверхнями та містять у собі шов і зону термічного впливу.

## **1.2 Загальні вимоги до конструкцій**

Конструкції посудин та апаратів повинні бути технологічними, надійними протягом передбаченого технічною документацією терміну служби, забезпечувати безпеку при виготовленні, монтажі та експлуатації, передбачати можливість проведення технічного опосвідчення (зовнішній і внутрішній огляди, гідравлічне випробування), повного спорожнювання, очищення, промивання, продувки та ремонту, експлуатаційного контролю металу і з'єднань.

Для кожної посудини повинно бути встановлено і зазначено у паспорті розрахунковий термін служби з урахуванням умов експлуатації.

Пристрої, що перешкоджають зовнішньому і внутрішньому оглядам посудини (перемішуючі пристрої, змійовики, сорочки, тарілки та ін.), повинні бути, як правило, знімними. У випадку застосування приварних пристроїв має бути передбачена можливість їхнього видалення з наступною установкою. Порядок знімання та установлення цих пристроїв повинен бути зазначений в інструкції з монтажу та експлуатації.

Якщо конструкція посудини не дозволяє проведення зовнішнього та внутрішнього оглядів або гідравлічного випробування при технічному опосвідченні, то розроблювач проекту посудини в інструкції з монтажу і експлуатації повинен вказати методику, періодичність і обсяг контролю посудини, виконання яких забезпечить своєчасне виявлення та усунення дефектів.

Усі сліпі частини складальних одиниць і елементів внутрішніх пристроїв повинні мати дренажні отвори, розташовані в їхніх найнижчих місцях, для забезпечення повного зливу рідини у випадку зупинення посудини і води після гідравлічного випробування, а також отвори, розташовані в самих верхніх місцях цих елементів, для видалення повітря при гідравлічному випробуванні.

Посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а



також видалення повітря при гідравлічному випробуванні. З цією метою можуть використовуватися технологічні бобишки і штуцери.

На кожній посудині повинно бути передбачено вентиль, кран або інший запірний пристрій, який дозволяє здійснювати контроль за відсутністю тиску в посудині перед його відкриттям. Тип запірної пристрою і місце його розташування призначає розроблювач технічного проекту. Вентиль, кран або інший запірний пристрій допускається встановлювати на технологічних трубопроводах.

Конструкція посудин, що працюють під тиском понад 0,07 МПа, повинна цілком відповідати вимогам ДНАОП 0.00-1.07-94 “Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском” [7] і галузевого стандарту ГСТУ 3-17-191-2000 “Посудини та апарати сталеві зварні. Загальні технічні умови” [28].

Залежно від параметрів (розрахункового тиску і температури стінок) і характеру робочого середовища посудини підрозділяються на групи. Група посудини визначається за таблицею 1.1.

Посудини, на які не поширюються Правила [7], незалежно від розрахункового тиску необхідно відносити до групи 5а або 5б.

При проектуванні посудин необхідно враховувати навантаження, що виникають при монтажі і залежать від способу монтажу.

Для теплообмінних апаратів та апаратів з порожнинами, що мають різні характеристики і параметри, допускається вказувати групу апарата для кожної порожнини.

Конструкції посудин, котрі обігріваються гарячими газами, повинні забезпечувати надійне охолодження стінок, які знаходяться під тиском, до розрахункової температури.

Для стандартних посудин, що працюють під тиском  $P \leq 0,07$  МПа, допускається не вказувати склад, мінімальну та максимальну температуру середовища.

Для перевірки якості приварки кілець, які зміцнюють отвори для люків і штуцерів, повинен бути передбачений нарізний контрольний отвір у кільці, якщо воно приварене зовні, або в стінці, якщо кільце приварене з внутрішнього боку посудини. Дана вимога поширюється також на накладки та інші елементи, що приварюються зовні до корпусу.

Горизонтально розташовані фланцеві з'єднання корпусів апаратів і штуцерів з ущільнювальними поверхнями типів “шип-паз” та “виступ-западина” для зручності установки прокладки необхідно виконувати так, щоб фланці з пазом або западиною були нижніми.

Для вивірки вертикальності положення вверху та внизу корпусу ізолюваних колонних апаратів повинні бути передбачені дві пари пристроїв,

які розташовуються під кутом 90° за галузевим стандартом [32], а у неізольованих – дві пари пристроїв або рисок.

Таблиця 1.1 – Групи посудин

Група посудини	Розрахунковий тиск $P$ , МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Розрахункова температура $t$ , °С	Характер робочого середовища
1	понад 0,07 (0,7)	незалежно	Вибухонебезпечна або пожежонебезпечна, або 1, 2 класів безпеки за ГОСТ 12.1.007-76
2	понад 0,07 (0,7) до 2,5 (25)	вище 400	Кожна, за виключенням зазначеної для 1 групи посудин
	понад 2,5(25) до 5,0 (50)	вище 200	
	понад 4,0 (40) до 5,0 (50)	нижче мінус 40	
	понад 5,0 (50)	незалежно	
3	понад 0,07(0,7) до 1,6 (16)	нижче мінус 20, вище 200 до 400	
	понад 1,6 (16) до 2,5 (25)	до 400	
	понад 2,5 (25) до 4,0 (40)	до 200	
	понад 4,0 (40) до 5,0 (50)	від мінус 40 до 200	
4	понад 0,07 (0,7) до 1,6 (16)	від мінус 20 до 200	
5a	до 0,07 (0,7)	незалежно	Вибухонебезпечна або пожежонебезпечна, або 1, 2, 3 класів безпеки за ГОСТ 12.1.007-76
5б			Вибухонебезпечна та пожежонебезпечна 4 класу безпеки за ГОСТ 12.1.007-76

Базові діаметри посудин приймаються за стандартом [10].

Посудини, що у процесі експлуатації змінюють своє положення у просторі, повинні мати пристрої, які запобігають їхньому самоперекиданню.

Розрахунок на міцність посудин, що працюють в умовах циклічних і знакомінних навантажень їхніх елементів, у тому числі на втомленісну міцність, необхідно проводити відповідно до діючої у хімічному машино-

будуванні нормативно-технічної документації, погодженою з Держнаглядом України.

### 1.3 Вимоги до транспортування

При проектуванні посудин повинні враховуватися вимоги “Правил перевезки грузов железнодорожным, водным и автомобильным транспортом”.

Посудини, які не можуть транспортуватися в зібраному вигляді, повинні проектуватися із мінімального числа частин, що відповідають по габариту вимогам перевезення залізничним транспортом. Розподіл посудини на окремі транспортовані частини, повинен вказуватися в технічному (курсовому, дипломному) проекті.

На місце монтажу посудини повинні поставлятися в максимально зібраному вигляді.

Посудини, що транспортуються в зібраному вигляді, а також транспортовані частини повинні мати стропові (захватні) пристрої для проведення вантажно-розвантажувальних робіт, підйому та установленні посудини в проектне положення.

Допускається за узгодженням із монтажною організацією замість стропових пристроїв використовувати технологічні штуцери і горловини, уступи, бурти та інші конструктивні елементи посудин.

Конструкції, місця розташування стропових (захватних) пристроїв і конструктивних елементів для стропування, їх кількість, схеми стропування посудин та їхніх транспортованих частин повинні бути наведені в технічному (курсовому, дипломному) проекті.

Стропові пристрої і призначені для стропування конструктивні елементи посудин повинні бути розраховані на монтажну масу, навантаження, що виникають при монтажу залежно від способу монтажу.

Вертикальні апарати масою понад 100 т повинні забезпечуватися шарнірними пристроями.

Залізничним транспортом допускається перевозити апарати, розміри та маса яких наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Допустимі розміри та маса апаратів для перевезення залізничним транспортом

Маса, т	400	240	120	120	120
Діаметр, мм	4380	3900	4000	3800	3200
Довжина, м	11	22	21	37	48

### **Питання до самоперевірки**

- 1 Що означають терміни “посудина” та “апарат”?
- 2 Дайте визначення основних складових частин корпусу апарата.
- 3 Основні вимоги, що пред’являються до посудин та апаратів хімічних виробництв.
- 4 Основні вимоги до виготовлення хімічних апаратів.
- 5 Фактори, від яких залежить група посудини.
- 6 Вимоги до транспортування посудин.
- 7 Вимоги до монтажу посудин та розміщенню стропових пристроїв.

---

---

## 2 КОНСТРУКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ

### 2.1 Вимоги до конструкційних матеріалів

Сучасні хімічні виробництва характеризуються широким діапазоном робочих тисків і великим інтервалом робочих температур при корозійноактивних, токсичних, пожежо- та вибухонебезпечних робочих середовищах. Багато вузлів і деталей апаратів зазнають одночасно значні механічні навантаження і корозійний вплив середовища при високих та низьких температурах.

До конструкційних матеріалів, призначених для хімічного обладнання пред'являється комплекс вимог, обумовлених конструкцією, технологією виготовлення та безпечною експлуатацією:

– достатня корозійна стійкість в агресивному середовищі при заданій концентрації, температурі та тиску, обумовлена швидкістю проникнення корозії, а також жаростійкість і стійкість проти можливих видів корозійного руйнування (міжкристалічна, воднева, карбонільна корозія, азотування та корозійне розтріскування сталі);

– достатня механічна міцність при заданих тиску і температурі з урахуванням специфічних вимог, що пред'являються при випробуванні та експлуатації обладнання (жароміцність, збереження задовільних пластичних властивостей при тривалій роботі під навантаженням в області високих та низьких температур, стійкість при знакозмінних або повторних навантаженнях і таке інше);

– здатність матеріалу зварюватися із забезпеченням високих механічних властивостей і корозійної стійкості зварних з'єднань; можливість оброблення матеріалу різанням, тиском, а також термічної обробки;

Вибір матеріалів визначається рядом факторів, які можна розділити на дві групи:

– фактори, що залежать від зовнішніх робочих умов (властивості робочого середовища, температура, тиск);

– фактори, пов'язані з властивостями даного матеріалу (фізико-механічні та технологічні властивості).

До фізико-механічних властивостей відносяться:

– границя міцності або тимчасовий опір  $R_m$ , МПа;

– границя текучості  $R_e$ , МПа;

– умовна границя текучості  $R_{p0,2}$  або  $R_{p1,0}$ , МПа;

– модуль подовжньої пружності  $E$ , МПа;

- ударна в'язкість  $KCU$ , МДж/м<sup>2</sup>;
  - коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ , Вт/(м·°С);
  - коефіцієнт лінійного розширення  $\alpha$ , °С<sup>-1</sup>.
- До технологічних властивостей відносяться:
- зварюваність;
  - оброблюваність тиском і різанням.

## 2.2 Вплив властивостей робочого середовища на вибір матеріалу

У більшості випадків основним фактором для вибору матеріалів для виготовлення хімічних апаратів є властивості робочого середовища. Корозійна стійкість матеріалу при заданій концентрації середовища, температурі та тиску визначає їх довговічність.

При виборі матеріалу з чорних і кольорових металів та сплавів за умови їхньої рівномірної корозії необхідно керуватися ГОСТ 13819-68, у якому корозійна стійкість у різних хімічних середовищах оцінюється за 10-бальною шкалою (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Корозійна стійкість металів

Група стійкості	Бал	Швидкість корозії металу, мм/рік
Зовсім стійкі	1	до 0,001 включ.
Дуже стійкі	2	понад 0,001 до 0,005 включ.
	3	» 0,005 » 0,01 »
Стійкі	4	» 0,01 » 0,05 »
	5	» 0,05 » 0,1 »
Занижено стійкі	6	» 0,1 » 0,5 »
	7	» 0,5 » 1,0 »
Малостійкі	8	» 1,0 » 5,0 »
	9	» 5,0 » 10 »
Нестійкі	10	понад 10

Для виготовлення хімічної апаратури повинні використовуватися конструкційні матеріали, швидкість корозії яких не перевищує 0,1 мм/рік.

Під швидкістю корозії розуміють глибину проникнення корозії в метал, яку розраховують по втраті маси зразка після видалення продуктів корозії. Глибину проникнення корозії  $P$ , мм/рік розраховують за формулою

$$P = K \cdot 10^{-3} / \rho, \quad (2.1)$$

де  $K$  – втрата маси, кг/(м<sup>2</sup>·рік);  
 $\rho$  – щільність металу, кг/м<sup>3</sup>.

Ерозійний вплив середовища (руйнування поверхневого шару металу під дією твердих частинок, які вдаряються в нього, крапель або потоку рідини чи газу) враховують при значних швидкостях руху середовища: рідин – понад 20 м/с, газів – понад 100 м/с або при наявності в середовищі абразивних частинок).

При конструюванні хімічної апаратури необхідно враховувати також і інші види корозійного руйнування матеріалів: корозійне розтріскування, міжкристалічну, водневу та карбонільну корозію, азотування і графітизацію сталі.

Корозійне розтріскування металу у ряді випадків спостерігається в апаратах, виконаних з легуваних сталей і працюючих при підвищених тисках та температурах, при спільній дії корозійного середовища та розтягувальних напружин. Руйнування металу при корозійному розтріскуванні відбувається з утворенням тріщин усередині кристалів і по їх границях. При наявності в металі стискових напружин корозійне розтріскування не відбувається.

Прискорене розтріскування апаратів із хромонікелевих сталей і вмістом хрому близько 18 % і нікелю близько 8 %, які знаходяться під постійно діючим навантаженням, має місце в розчинах NaCl, MgCl<sub>2</sub>, ZnCl<sub>2</sub>, LiCl, H<sub>2</sub>S і морській воді. Хромомолібденові сталі піддані корозійному розтріскуванню при підвищеному вмісту кисню і лугів у живильній воді казанів. Живильна вода звичайного складу (вміст кисню не більш 0,15 мг/л; хлоридів – не більш 0,03 мг/л; концентрація лугів – не більше 5 %) не викликає корозійного розтріскування. Основні міри захисту металу від корозійного розтріскування: зведення до мінімуму рівня напружин, зниження їх місцевої концентрації, підбір відповідних матеріалів, систематичний аналіз і контроль вмісту кисню, хлоридів і лугів у складі робочого середовища.

Міжкристалічна корозія властива аустенітним хромонікелевим сталям. При роботі їх при температурах понад 400 °С по границям зерен утворюються карбіди хрому. В результаті границі зерен збіднюються хромом, що призводить до зниження корозійної стійкості та ударної в'язкості. Схильність сталі до міжкристалічної корозії можна запобігти обмеженням вмісту в неї вуглецю до величини менше 0,04 % і додаванням легуючих елементів (титану та ніобію), що запобігають утворенню карбідів хрому, титану та ніобію.

Явище водневої корозії спостерігається в апаратах високого тиску при контакті із середовищем, що містить газоподібний водень. Воднева корозія сталі відбувається в результаті гідрогенізації її карбідної фази з воднем, поглиненням металом при контакті з воднемістким технологічним

середовищем. В результаті водневої корозії змінюється структура сталі, відбувається міжкристалічне розтріскування; міцність та пластичні характеристики сталі незворотно погіршуються, приводячи до передчасних поломок і руйнувань. Інтенсивність хімічної взаємодії водню з карбідною складовою сталі залежить від температури та тиску водню, а також від ступеня легування стали карбідоутворюючими елементами. Основний спосіб захисту сталі від водневої корозії – введення сильних карбідоутворюючих елементів, які підвищують стійкість карбідної складової (хрому, молібдену, титану, ванадію). Проте необхідно враховувати, що застосування сталей, легованих дорогими компонентами, може істотно підвищити вартість обладнання і не завжди бути прийнятно з технічних причин, наприклад, через відсутність поковок необхідних розмірів з легованої сталі. Для захисту сталі від водневої корозії можна футерувати або плакувати сталь матеріалом, який має низьку водневу проникність.

Карбонільна корозія спостерігається в середовищах, що містять значну кількість оксиду вуглецю. Оксид вуглецю, взаємодіючи з металевою поверхнею деталей, утворює карбонільне з'єднання з залізом – пентакарбоніл заліза. Продукти корозії поступово переходять з поверхні металу в газову фазу. Карбонільна корозія є різновидністю поверхневої корозії матеріалу в газовому технологічному середовищі і супроводжується зменшенням товщини стінки. Основними факторами, що визначають стійкість сталі в середовищі окису вуглецю, є парціальний тиск окису вуглецю, температура та хімічний склад сталі. Найстійкіші до карбонільної корозії є сталі, що містять не менше 18 % хрому. Високу стійкість мають кольорові метали і сплави. Алюміній практично не піддається карбонільній корозії.

Азотування сталі спостерігається в установках синтезу аміаку, де атомарний азот дифундує в поверхневий шар металу і взаємодіє із залізом та легуючими елементами, утворюючи нітриди, які додають крихкість азотизованому шару. Азотування сталі супроводжується значним збільшенням об'єму шару металу, насиченого азотом, що призводить до появи значних напружин розтягненні в матеріалі під азотизованим шаром. Дослідження показали, що помітне азотування вуглецевих та низьколегованих сталей спостерігається при температурах понад 300 °С, середньолегованих – при температурах понад 380 °С, високолегованих аустенітних – при температурах понад 400 °С.

Графітизація – явище, пов'язане з руйнуванням карбіду заліза та утворенням ланцюжків вільного графіту в основному в зоні зварних швів. Це явище характерне для вуглецевомолібденових сталей в області температур 475-600 °С і призводить до зниження ударної в'язкості. Для запобі-



гання графітизації в сталь вводять добавки хрому (не менше 0,6-0,8 %).

### 2.3 Вплив температури та тиску на вибір матеріалу

При виборі матеріалів для виготовлення апаратів, які працюють під тиском при низьких та високих температурах, необхідно враховувати, що механічні властивості матеріалів істотно змінюються залежно від температури. Міцнісні властивості металів і сплавів підвищуються при низьких температурах і знижуються при високих. Зниження міцнісних властивостей при високих температурах обумовлено структурними і фазовими перетвореннями, які відбуваються в металі. Для хімічної апаратури, призначеної для роботи при високих температурах, застосовують спеціальні марки жароміцних сталей, які характеризуються достатньою механічною міцністю та стабільністю структури при високих температурах. Поряд із жароміцністю ці метали повинні бути також і жаростійкими, тобто здатні протистояти корозійному впливу середовища в умовах тривалої роботи при високих температурах.

При статичному навантаженні важливими характеристиками для оцінки міцності матеріалу є границя міцності чи тимчасовий опір  $R_m$  і границя текучості  $R_e$  (або умовна границя текучості  $R_{p0,2}$ ). Пружні властивості металів характеризуються модулем подовжньої пружності  $E$  і коефіцієнтом Пуассона  $\mu$ . Зазначені характеристики є основними при розрахунках на міцність деталей апаратури, яка працює під тиском при низьких (від мінус 254 до мінус 40 °C), середніх (від мінус 40 до плюс 200 °C) та високих (понад 200 °C) температурах.

При динамічному навантаженні крім зазначених вище характеристик необхідно враховувати також і величину ударної в'язкості. Для багатьох вуглецевих і легованих сталей ударна в'язкість при низьких температурах (звичайно нижче мінус 40 °C) різко знижується, що виключає застосування цих матеріалів у таких умовах. Ударна в'язкість для більшості кольорових металів і сплавів (міді та її сплавів, алюмінію та його сплавів, нікелю та його сплавів), а також хромонікелевих сталей аустенітного класу при низьких температурах, як правило, зменшується незначно, і пластичні властивості цих матеріалів зберігаються на досить високому рівні, що дозволяє застосовувати їх при робочих температурах до мінус 254 °C.

Крім зазначених механічних характеристик при виборі матеріалу для посудин та апаратів, що працюють під тиском і при високих температурах, враховують такі властивості як повзучість, тривала міцність матеріалу, релаксація, стабільність структури, теплова крихкість, а для посу-

дин та апаратів, що працюють при знижених температурах, – схильність до холодноламкості.

Явища повзучості та релаксації спостерігаються в сталях при довготривалій роботі і високих температурах в умовах напруженого стану. Повзучістю називають здатність сталі повільно і безперервно деформуватися під дією постійного навантаження при високих температурах. Границею повзучості  $R_{p1,0/10^5}$  називають напружину, що викликає загальну деформацію 1 % за  $10^5$  годин. Опір сталі повзучості – основний критерій, за яким судять про теплотривкість сталі. Теплотривкість – це здатність сталі протистояти повзучості. У розрахунковій практиці границю повзучості враховують при визначенні допустимих напружин, якщо необхідно обмежити деформацію деталі, наприклад, при розрахунку кріпильних виробів.

Якщо загальна деформація повзучості несуттєва, але деталь працює при високій температурі під навантаженням, то допустимі напружини визначають по границі тривалої міцності. Границею тривалої міцності  $R_{m/10^5}$  називають відношення навантаження, під дією якого зразок доводиться до розриву за  $10^5$  годин при заданій температурі до початкової площі поперечного перерізу зразка.

Релаксацією називають процес самовільного зменшення механічних напружин у деформованих тілах, що не супроводжується зміною деформації. При релаксації деформація деталі не зростає, а напружини в ній знижуються. Це пояснюється переростанням пружної деформації в пластичну при незмінній загальній деформації. Явище релаксації необхідно враховувати при розрахунках величини зусилля затягування болтів для забезпечення тривалої герметичності фланцевого з'єднання при високих температурах.

Важливим фактором для оцінки властивостей сталей при виборі їх для роботи в області високих температур є стабільність структури. Порушення стабільності структури полягає в схильності деяких сталей до графітизації, міжкристалічної корозії та теплової крихкості.

Явища графітизації і міжкристалічної корозії та методи боротьби з ними були розглянуті вище. Тепловою крихкістю сталі називають зниження ударної в'язкості при тривалій роботі в області температур 450-600 °С. При цьому інші показники механічних властивостей практично не змінюються. Теплова крихкість характерна для низьколегованих хромонікелевих сталей. Для запобігання теплової крихкості хромонікелеві сталі стабілізують добавками молібдену, вольфраму ванадію тощо.

Зниження ударної в'язкості спостерігається і при роботі сталей в області мінусових температур, яке одержало назву холодноламкості. При

цьому границя міцності, границя текучості та модуль пружності сталей зростають. Проте збільшення значення границі міцності та границі текучості при зниженні температури не враховується при визначенні допустимих напружин. За розрахункову температуру при температурах нижче 20 °С приймають температуру 20 °С. При виборі матеріалу для роботи в області мінусових температур необхідно враховувати критичну температуру холодноламокості, при якій величина ударної в'язкості складає 60 % від початкового значення при нормальній температурі.

Вимоги до основних матеріалів, межі і умови їх застосування та призначення наведені в додатку А.

При виборі матеріалів для виготовлення посудин та апаратів, що працюють під тиском, і призначених для установки на відкритому майданчику або у неопалювальних приміщеннях, повинна враховуватися абсолютна мінімальна температура зовнішнього повітря для даного району (СНиП 2.01.01-82) у випадку, якщо температура стінки посудини може стати мінусовою від дії навколишнього повітря, коли посудина знаходиться під тиском.

В інших випадках необхідно враховувати середню температуру найхолоднішої п'ятиденки із забезпеченістю 0,9 (СНиП 2.01.01-82) і перевірити, щоб якість обраного за обов'язковими додатками галузевого стандарту [28] матеріалу відповідала таблиці 2.2.

Для матеріалів, не наведених у таблиці 2.2, нижня температурна границя застосування визначається за галузевим стандартом [28].

Границі застосування двошарової сталі визначаються по матеріалу основного шару.

Матеріали опорних частин посудин, кронштейнів для кріплення навісного обладнання та інших зовнішніх приварних елементів повинні вибиратися за таблицею 2.2.

Елементи, які приварюються безпосередньо до корпусу усередині або зовні: (лапи, циліндричні опори, підкладки під фірмові пластинки, опорні кільця під тарілки та ін.), повинні виготовлятися з матеріалів, що мають гарну зварюваність і близькі значення коефіцієнтів лінійного розширення з матеріалом корпусу. Різниця в значеннях коефіцієнтів лінійного розширення не повинна перевищувати 10%. Коефіцієнти лінійного розширення сталей приймають за галузевим стандартом [18].

Допускається приварювання до зовнішньої поверхні корпусів посудин з аустенітних хромонікелевих сталей елементів з вуглецевої або низьколегової сталі.

Допускається застосовувати листову сталь і сортовий прокат марок Ст3кп2, Ст3пс2 товщиною не більше 10 мм для приварних та неприварних внутрішніх елементів посудин, що працюють при температурі від

мінус 40 до плюс 475 °С.

Таблиця 2.2 – Марки сталей для посудин, що працюють без тиску, залежно від середньої температури повітря найхолоднішої п'ятиденки

Середня температура найхолоднішої п'ятиденки, °С	Марка сталі та її позначення за стандартом
не нижче мінус 30	Ст3пс3, Ст3сп3, Ст3Гпс3 по ДСТУ 2651-94; 15К-3, 16К-3, 18К-3, 20К-3 по ГОСТ 5520-79; 16ГС-3, 09Г2С-3, 10Г2С1-6 по ГОСТ 5520-79
від мінус 31 до мінус 40	Ст3пс4, Ст3сп4, Ст3Гпс4 по ДСТУ 2651-94; 15К-5, 16К-5, 18К-5, 20К-5 по ГОСТ 5520-79; 16ГС-6, 09Г2С-6, 10Г2С1-6 по ГОСТ 5520-79; 16ГС-6, 09Г2С-6, 10Г2С1-6 по ГОСТ 19282-73
від мінус 41 до мінус 60	09Г2С-8, 10Г2С1-8 по ГОСТ 5520-79, 09Г2С-8, 10Г2С1-8 по ГОСТ 19282-73

Допускається для посудин зі сталей марок 12ХМ, 15ХМ і двошарової сталі з основним шаром зі сталі марки 12ХМ приварювати зовнішні деталі (накладки, скоби для ізоляції, косинки та ін.) зі сталей 16ГС, 09Г2С, Ст3 за умови підтвердження розрахунком на міцність.

Корозійностійкі сталі (листи, труби, зварювальні матеріали, поковки та штамповані деталі) при наявності вимог у проекті повинні бути перевірені на стійкість проти міжкристалічної корозії за ГОСТ 6032-89 на підприємстві-постачальнику прокату або на підприємстві-виготовлювачі.

Вуглецева сталь кипляча не повинна застосовуватися:

- у посудинах призначених для зріджених газів;
- у посудинах, призначених для роботи з вибухонебезпечними, пожежонебезпечними та шкідливими речовинами 1-го і 2-го класів небезпеки за стандартами [26, 27] і середовищами, що викликають корозійне розтріскування (аміачна вода, рідкий аміак при вмісті вологі менше 0,2 %; розчини їдкого калію і натрію, азотнокислого калію, натрію, амонію і кальцію, етаноламіни, азотна кислота та ін.) або викликають сірководневе розтріскування та розшарування.

Внутрішні пристрої, що стикаються з вибухонебезпечними та пожежонебезпечними середовищами допускається виконувати з киплячої сталі товщиною не більше 10 мм.

При підвищених тисках пред'являють жорсткі вимоги до якості матеріалів. Правилами Держнаглядохоронпраці України [7] і галузевим стандартом [28] установлюються границі застосування за тиском і температурою для сталей різних марок, а також вимоги до них та види випро-

бувань. Матеріали за хімічним складом та механічними властивостями повинні задовольняти вимогам державних стандартів. Якість та характеристики матеріалів повинні підтверджуватися сертифікатами підприємств-постачальників. При відсутності або неповноті сертифікату або маркування підприємство-виготовлювач посудини повинно провести всі необхідні випробування і дослідження, що підтверджують повну відповідність матеріалів вимогам стандартів з оформленням їхніх результатів протоколом, який доповнює або замінює сертифікат постачальника матеріалу.

## **2.4 Матеріали для виготовлення сталевих зварних посудин та апаратів**

Для виготовлення хімічних посудин та апаратів застосовуються сталі, чавуни, титан, кольорові метали і сплави, неметалічні та інші матеріали. Проте найширше для цієї мети застосовуються різні марки сталей.

### **2.4.1 Класифікація сталей**

Існують різні класифікації сталей: за вмістом легуючих елементів, за числом компонентів (елементів, що визначають властивості сталі), за мікроструктурою та призначенням.

Основними компонентами вуглецевої сталі є залізо та вуглець. У легованих сталях крім заліза та вуглецю іншими компонентами є легуючі добавки. Отже, вуглецеві сталі – двокомпонентні; сталі, що містять один легуючий елемент, – трикомпонентні; сталі, що містять чотири компоненти і більше, називають багатоконпонентними.

Залежно від вмісту легуючих елементів леговані сталі можна розділити на три групи: низьколеговані – які містять менше 2,5 % легуючих добавок; середньолеговані – від 2,5 до 10 %; високолеговані – понад 10 %.

Класифікація сталей за мікроструктурою декілька умовна. Характерні для будь-якого класу структури отримують у результаті різних режимів термічної обробки. Сталі феритного, перлітного та мартенситного класів названі за мікроструктурами, які вони набувають при охолодженні на повітрі (нормалізації). Сталі аустенітного класу набувають характерну структуру аустеніту після нагрівання до температур близько 1000-1200 °С і різкого охолодження – аустенізації.

Сталі феритного класу містять мало вуглецю, понад 13 % хрому або понад 2,5% кремнію.

Сталі перлітного класу містять мало легуючих домішок. Структура цих сталей після нормалізації або відпалу складається з фериту та перліту

або перліту та карбідів. Це вуглецеві, низько- або середньолеговані сталі. Більшість з них добре оброблюється різальним інструментом і при вмісті вуглецю до 0,2 % добре зварюються.

Сталі мартенситного класу гартуються на мартенсит при охолодженні на повітрі. В основному це середньолеговані сталі.

Сталі аустенітного класу після загартування мають аустенітну структуру. Це високолеговані корозійностійкі, жароміцні та жаростійкі сталі з високим вмістом хрому, марганцю або титану. Аустенітні сталі – часто багатокомпонентні, які містять велику кількість різних легуючих елементів.

За призначенням сталі підрозділяють на сталі звичайної якості, якісні конструкційні і сталі з особливими властивостями (теплостійкі, жаростійкі, жароміцні, корозійностійкі та ін.).

Типи та класи сталей наведені у таблиці 2.3

Для виготовлення сталевих зварної хімічної апаратури застосовують марки сталей, що наведені в додатку А у вигляді напівфабрикатів:

- сталь вуглецева звичайної якості за ДСТУ 2651-94 (СтЗкп2, СтЗпс2, СтЗсп2 та ін.), що поставляється у вигляді листового, сортового і фасонного прокату, труб та поковок переважно групи В (поставляється за механічними властивостями і хімічним складом), за ступенем розкислення – спокійна (сп), напівспокійна (пс), рідкіше – кипляча (кп), за вимогами від другої до шостої категорій);

- сталь вуглецева якісна конструкційна, яка поставляється у вигляді листового прокату за ГОСТ 5520-79 і у вигляді сортового прокату та труб за ГОСТ 1050-88;

- сталь низьколегована (із вмістом легуючих елементів до 2,5 %), що поставляється у вигляді листового прокату за ГОСТ 5520-79 і ГОСТ 19282-73, сортового і фасонного прокату, труб та поковок за ГОСТ 19281-73;

- сталь легована конструкційна (із вмістом легуючих елементів до 10 %), що поставляється у вигляді сортового прокату, труб та поковок за ГОСТ 4543-71;

- сталь теплотривка за ГОСТ 20072-74, що поставляється у вигляді листового, сортового прокату і труб;

- сталі високолеговані і сплави корозійностійкі, жаростійкі та жароміцні за ГОСТ 5632-72, які поставляються у вигляді листового прокату, труб та поковок;

- сталі і сплави з особливими властивостями, що поставляються у вигляді листового і сортового прокату та труб за спеціальними технічними умовами (ТУ);

– сталі двошарові, що поставляються у вигляді листового прокату за ГОСТ 10885-85 і спеціальними технічними умовами з основним шаром із вуглецевих, низьколегованих і легованих сталей і плакувальним шаром із корозійностійких матеріалів;

– виливки з конструкційної та легованої сталей, що поставляються за ГОСТ 977-75;

– виливки з високолегованих сталей, що поставляються за ГОСТ 2176-77 і спеціальними технічними умовами.

Ці сталі задовольняють загальним вимогам, що пред'являються до конструкційних матеріалів.

Таблиця 2.3 – Підрозділення сталей на типи та класи

Тип, клас сталі	Марка сталі
Вуглецевий	Ст3сп, Ст3пс, Ст3кп2, 10, 20, 15К, 16К, 18К, 20К, 20ЮЧ
Низьколегований марганцевистий і силіціймарганцевистий	16ГС, 17ГС, 17ГС1, 09Г2С, 10Г2СФ, 10Г2С1, 10Г2, 10Г2С1Д, 09Г2, 09Г2СЮЧ, 09Г2СФБ, 16ГМЮЧ
Низьколегований хромомолібденовий і хромомолібденованадовий*	12МХ, 12ХМ, 12Х1МФ, 15ХМ, 10Х2ГНМ, 20Х2МА
Мартенситний*	15Х5, 15Х5М, 15Х5ВФ, 12Х8ВФ, 20Х13, Х9М, 12Х13
Феритний	08Х13, 08Х17Т, 15Х25Т
Аустенітно-феритний	08Х22Н6Т, 12Х21Н5Т, 08Х18Г8Н2Т, 15Х18Н12С4ТЮ
Аустенітний	10Х14Г14Н4Т, 08Х18Н10Т, 08Х18Н12Б, 10Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т, 03Х17Н14М3, 12Х18Н12Т, 02Х18Н11, 02Х8Н22С6, 03Х19АГ3Н10Т, 07Х13АГ20, 12Х18Н10Т, 12Х18Н9Т, 03Х21Н21М4ГБ
Сплави на залізонікелевій і нікелевій основі	16Х28МДТ, 03Х28МДТ, ХН32Т
*Сталі указанного типу схильні до підгартування	

Сталі мають таке позначення:

– вуглецеві звичайної якості – послідовно вказуються марка сталі, ступінь розкислення та категорія вимог, наприклад Ст3сп3;

– якісні вуглецеві конструкційні – позначають двома цифрами, що показують середній вміст вуглецю в сотих частках відсотка, наприклад, сталь 20 (для позначення котлових марок наприкінці ставиться літера К, наприклад, сталь 20К);

– леговані – позначають комплексом цифр та літер, причому перші дві цифри вказують вміст вуглецю в сотих частках відсотка (відсутність цифр означає, що середній вміст вуглецю складає близько 0,01 %), потім послідовно йдуть літери, що означають наявність у сталі того чи іншого легуючого елемента. За кожною з літер однією або двома цифрами вказується приблизний вміст даного елемента у відсотках (відсутність цифр означає, що вміст даного елемента не перевищує 1,5 %).

Літерні позначення в марках сталі: А – азот (наприкінці позначення не ставиться), Б – ніобій, В – вольфрам, Г – марганець, Д – мідь, Е – селен, К – кобальт, Н – нікель, М – молібден, П – фосфор, Р – бор, С – силіцій, Т – титан, Ф – ванадій, Х – хром, Ц – цирконій, Ч – рідкісноземельні метали, Ю – алюміній. Основна маса легованих конструкційних сталей виплавляється якісними ( $P \leq 0,035 \%$  і  $S \leq 0,035 \%$ ). Високоякісні сталі містять менше шкідливих домішок ( $P \leq 0,025 \%$  і  $S \leq 0,025 \%$ ) і позначаються літерою “А”, яка поміщається наприкінці позначення марки сталі.

#### **2.4.2 Сталь листова**

З листової сталі виготовляють обичайки, днища, фланці, трубні решітки, тарілки масообмінних апаратів, деталі внутрішніх та зовнішніх пристроїв апаратів.

Для виготовлення хімічної апаратури застосовують сталі, стійкі в агресивних середовищах. Проте корозійностійкі сталі є дефіцитні та мають високу вартість. Для зниження вартості апаратів у ряді випадків доцільно застосовувати біметал – двошаровий лист, що складається з основного та плакувального (корозійностійкого) шарів. При цьому основний шар, який виготовляється з вуглецевих або низьколегованих сталей, сприймає навантаження. Плакувальний шар захищає основний шар від корозійної дії середовища.

Марки сталей, які рекомендуються для виготовлення зварних посудин, що працюють під тиском, залежно від робочих параметрів з урахуванням безпечної експлуатації наведені в стандарті [28] і Правилах [7]. Границі застосування листової сталі марок, що найчастіше використовуються, наведені у додатку А.

#### **2.4.3 Сталь сортова**

Сортову сталь у вигляді штаб, кругів, квадратів та фасонних профілів (кутники, швелери та ін.) застосовують для виготовлення фланців, різних внутрішніх пристроїв, опорних балок та інших деталей апаратів. Рекомендовані марки, технічні вимоги, механічні властивості і види ви-



пробувань сортової сталі залежно від робочих умов наведені в стандарті [28] і Правилах [7].

Для виготовлення апаратів застосовують сортову гарячекатану сталь, що поставляється у вигляді штаб (ГОСТ 103-76) шириною 11-200 мм і товщиною 4-60 мм; кругів (ГОСТ 2590-71) діаметром 5-250 мм; квадратів (ГОСТ 2591-71) розміром 5-200 мм; кутників рівнобоких (ГОСТ 8509-86) з номерами профілю 2-25; кутників нерівнобоких (ГОСТ 8510-86) з номерами профілю 2,5/1,6-25/16; швелерів (ГОСТ 824-72) з уклоном внутрішніх граней і з паралельними гранями полиць з номерами профілю 5-40; двотаврів (ГОСТ 8239-72) з номерами профілю 10-60.

Штаби, круги і квадрати виготовляють з наступних сталей: вуглецевої звичайної якості за ДСТУ 2651-94 (ГОСТ 380-94); вуглецевої якісної за ГОСТ 1050-88; низьколегованої за ГОСТ 19281-73; теплостійкої за ГОСТ 20072-74; корозійностійкої, жаростійкої і жароміцної за ГОСТ 5632-72.

Кутники, швелери і двотаври виготовляють з наступних сталей: вуглецевої звичайної якості за ДСТУ 2651-94 (ГОСТ 380-94) і низьколегованої за ГОСТ 19281-73

Границі застосування сортової сталі наведені у додатку А.

#### **2.4.4 Труби сталеві**

Сталеві труби застосовують для виготовлення корпусів, трубних пучків, змійовиків, штуцерів, патрубків та інших деталей апаратів. Рекомендовані марки, технічні вимоги, механічні властивості та види випробувань сталевих труб залежно від робочих умов з урахуванням безпечної експлуатації апаратів наведені в стандарті [28] і Правилах [7].

Для виготовлення апаратів застосовують наступні види труб:

- труби водогазопровідні зміцнені (ГОСТ 3262-75) з вуглецевих сталей звичайної якості;
- труби електрозварні прямошовні (ГОСТ 10704-76) з вуглецевих сталей звичайної якості та низьколегованих сталей;
- труби безшовні гарячедеформовані (ГОСТ 8732-78) з якісних вуглецевих та легованих сталей;
- труби безшовні холоднодеформовані (ГОСТ 8734-75) з якісних вуглецевих та легованих сталей;
- труби безшовні холодно-, тепло- та гарячедеформовані для нафтопереробної та нафтохімічної промисловості (ГОСТ 550-75) з якісних вуглецевих та легованих сталей;
- труби безшовні гарячедеформовані (ГОСТ 9940-81) з корозійностійких сталей;

– труби безшовні холодно- та теплодеформовані (ГОСТ 9941-81) з корозійностійких сталей.

Границі застосування сталевих труб наведені у додатку А.

#### **2.4.5 Поковки сталеві**

З поковок виготовляють фланці, трубні решітки та інші деталі апаратів і трубопроводів, якщо їх неможливо виконати з листового або сортового прокату, а також корпусні деталі апаратів високого тиску. Рекомендовані марки сталей, технічні вимоги, механічні властивості та види випробувань поковок залежно від робочих умов наведені в стандарті [28] і Правилах [7].

За формою та розмірами поковки повинні відповідати готовому виробу з припусками на механічну обробку, технологічними припусками і допусками на точність виготовлення відповідно до ГОСТ 7062-79, ГОСТ 7829-70 і ГОСТ 7505-74.

Границі застосування сталевих поковок наведені у додатку А.

Якість поковок, допустимі дефекти та методи їхніх усунень повинні відповідати вимогам ГОСТ 8479-70 і ГОСТ 25054-81.

Поковки і штамповки з корозійностійких сталей мають бути випробувані на схильність до міжкристалічної корозії за ГОСТ 6032-84.

Поковки і штамповки з вуглецевих, низько- та середньолегованих сталей, призначені для виготовлення деталей апаратів, які працюють під надлишковим тиском понад 6,3 МПа і мають габаритний розмір понад 200 мм або товщину понад 50 мм, підлягають контролю на відсутність у них внутрішніх дефектів ультразвуковим або іншим рівноцінним методом. Дефектоскопії піддають не менше 50 % об'єму поковки.

Границі застосування сталевих поковок наведені у додатку А.

#### **2.4.6 Виливки сталеві**

Виливки порівняно рідко застосовуються для виготовлення посудин та апаратів. З них виготовляють фланці, кришки та інші деталі апаратів, головним чином тоді, у випадку потреби досить великої кількості цих деталей, і тому литво економічно доцільніше.

Сталеві виливки повинні застосовуватися в термообробленому стані з перевіркою механічних властивостей після термообробки. Вид і режим термообробки встановлює підприємство-постачальник виливок. Рекомендовані марки сталей, технічні умови, механічні властивості і види випробувань виливок залежно від робочих умов з урахуванням безпечної експлуатації апаратів наведені в стандарті [28] і Правилах [7].

Сталь для виливок повинна виплавлятися в мартенівських або

електричних пічах, спосіб виплавки вказується в сертифікаті.

Виливки з корозійностійких сталей не повинні мати схильності до міжкристалічної корозії.

Кожна порожниста вилівка, що працює під тиском понад 0,07 МПа, повинна піддаватися гідравлічному випробуванню пробним тиском за ГОСТ 9493-80.

Границі застосування найчастіше використовуваних матеріалів для виливок наведені у додатку А.

#### **2.4.7 Матеріали для кріпильних деталей**

Кріпильні деталі у вигляді болтів, шпильок, гвинтів, гайок та інших деталей застосовують у фланцевих з'єднаннях апаратів для кріплення різних внутрішніх і зовнішніх пристроїв. Рекомендовані марки сталей для кріпильних деталей, технічні вимоги залежно від робочих умов з урахуванням безпечної експлуатації апаратів наведені в стандарті [28] і Правилах [7].

При виборі марок сталей для кріпильних деталей стандартних фланцевих з'єднань необхідно керуватися технічними вимогами стандартів на фланці [16, 24].

Гайки та шпильки (болти) повинні виготовлятися зі сталей різних марок, а при виготовленні їх зі сталей однієї марки – з різною твердістю. При цьому твердість гайки повинна бути нижче твердості шпильки (болта) не менше ніж на 10-15 НВ. Допускається застосовувати гайки з перлітної сталі на шпильках (болтах) з аустенітної сталі. Матеріал заготовок або готові кріпильні вироби повинні бути термооброблені. Кріпильні деталі з вуглецевої та легованої сталей можуть виготовлятися з захисними покриттями.

Коефіцієнти лінійного розширення матеріалів кріпильних деталей та з'єднуваних деталей (фланців) не повинні значно відрізнятись один від одного. Різниця в значеннях коефіцієнта лінійного розширення не повинна перевищувати 10 %. Застосування матеріалів з коефіцієнтами лінійного розширення, що відрізняються один від одного більш ніж на 10 %, допускається при обґрунтуванні відповідним розрахунком на міцність.

#### **2.4.8 Зварювальні матеріали**

При з'єднанні різних деталей апаратів за допомогою зварювання застосовують зварювальні матеріали, які залежать від виду зварення, з'єднуваних матеріалів та робочих умов.

Зварювальні матеріали повинні забезпечувати механічні властивості металу зварного шва або наплавленого металу не нижче властивостей зварюваних матеріалів.

Зварювальні матеріали для з'єднань із різнорідних сталей повинні прийматися за відповідною нормативною документацією, а призначені для роботи в середовищах, що викликають міжкристалічну корозію, повинні бути випробувані на схильність до міжкристалічної корозії за стандартом [28].

Зварювальні матеріали, котрі рекомендуються для застосування різних видів зварювання вуглецевих, низьколегованих та високолегованих сталей з урахуванням безпечної експлуатації апаратів, наведені в галузевому стандарті [28].

#### **2.4.9 Матеріали для прокладок**

Матеріали для прокладок, що застосовуються для ущільнення фланцевих з'єднань, повинні мати достатню пружність і міцність для сприймання внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску і температурних деформацій, бути хімічно стійкими в агресивних середовищах, теплостійкими тощо.

У фланцевих з'єднаннях апаратів і трубопроводів застосовують ущільнювальні прокладки з різних неметалевих матеріалів, металів та комбіновані. Тип і матеріали прокладок вибирають залежно від конкретних умов роботи: тиску, температури та ступеню агресивності середовища. У додатку А наведені допустимі робочі середовища і границі застосування для ущільнювальних прокладок з неметалевих матеріалів. Там же наведені рекомендації щодо застосування металевих прокладок.

#### **Питання до самоперевірки**

- 1 Загальні вимоги, що пред'являються до конструкційних матеріалів для виготовлення посудин та апаратів.
- 2 Фактори, які впливають на вибір матеріалів.
- 3 Корозійна стійкість матеріалів.
- 4 Поведінка сталей при підвищених температурах.
- 5 Поведінка сталей при понижених температурах.
- 6 Класифікація та позначення сталей.

---

---

## **3 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКИ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ АПАРАТІВ**

### **3.1 Загальні положення**

У даному розділі наводяться вимоги до конструювання та розрахунку на статичну міцність елементів сталевих зварних посудин та апаратів в умовах одноразових та багаторазових статичних навантажень під внутрішнім надлишковим тиском, вакуумом або зовнішнім тиском, під дією осьових і поперечних зусиль та згинальних моментів.

Для посудин та апаратів, що працюють при багаторазових навантаженнях з кількістю циклів навантаження від тиску, стисненості температурних деформацій та інших факторів понад  $10^3$  за весь термін експлуатації крім розрахунку на статичну міцність необхідно проводити розрахунок на малоциклову втомленість.

#### **3.1.1 Температура**

Температура стінки розрахункова – температура, при якій визначаються фізико-механічні характеристики, допустимі напружини матеріалу і проводяться розрахунки на міцність елементів посудини.

Температура робочого середовища максимальна (мінімальна) – максимальна (мінімальна) температура середовища в посудині при нормальному протіканні технологічного процесу.

Допустима температура стінки максимальна (мінімальна) – максимальна (мінімальна) температура стінки, при якій допускається експлуатація посудини.

Розрахункову температуру визначають на підставі теплотехнічних розрахунків або результатів випробувань.

За розрахункову температуру стінки посудини або апарата приймають найбільше значення температури стінки. При температурі стінки нижче  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  за розрахункову температуру при визначенні допустимих напружин приймають температуру  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Якщо неможливо провести теплові розрахунки або виміри та в тих випадках, коли під час експлуатації температура стінки посудини або апарата підвищується до температури середовища, що стикається зі стінкою, за розрахункову температуру необхідно приймати найбільшу температуру середовища, але не нижче  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Розрахункові формули, наведені в підрозділах 3.2-3.4 необхідно застосовувати за умови, що розрахункові температури не перевищують

значень, при яких враховується повзучість матеріалів, тобто при таких температурах, коли допустиму напружину визначають тільки по границі текучості або тимчасовому опору (границі міцності). Якщо немає точних даних, формули допускається застосовувати за умови, що розрахункова температура стінки обичайки з вуглецевої сталі не перевищує 380 °С, з низьколегованої – 420 °С, з аустенітної – 525 °С.

### 3.1.2 Тиск

Тиск внутрішній (зовнішній) – надлишковий тиск, що діє на внутрішню (зовнішню) поверхню стінки посудини.

Під робочим тиском для посудини або апарата необхідно розуміти максимальний внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, який виникає при нормальному протіканні робочого процесу, без урахування гідростатичного тиску середовища та допустимого короткочасного підвищення тиску під час дії запобіжного клапана.

Під розрахунковим тиском у робочих умовах для елементів посудин та апаратів слід розуміти тиск, на який здійснюється їхній розрахунок на міцність. Якщо на елемент посудини або апарата діє гідростатичний тиск, який складає 5 % і більше від робочого тиску, розрахунковий тиск підвищують на величину гідростатичного тиску.

Під розрахунковим тиском в умовах випробувань для елементів посудин або апаратів необхідно розуміти тиск, якому вони піддаються під час випробувань, включаючи гідростатичний тиск, якщо він складає 5 % і більше від пробного тиску.

Під пробним тиском у посудині (апараті) необхідно розуміти тиск, при якому проводиться випробування посудини (апарата) на міцність та герметичність.

Тиск умовний – розрахунковий тиск при температурі 20 °С, котрий використовується при розрахунку на міцність стандартних посудин (складальних одиниць, деталей, арматури).

Тиск надлишковий – різниця абсолютного тиску і тиску оточувального середовища, показуваного барометром.

Тиск дозволений – максимально допустимий надлишковий тиск посудини, установлений за результатами розрахунку на міцність і технічного оповідчення або діагностування.

Гідростатичний тиск, що діє на елемент посудини  $P_2$ , МПа, визначають за формулою

$$P_2 = \rho_c \cdot g \cdot H_c \cdot 10^{-6}, \quad (3.1)$$

де  $\rho_c$  – густина робочого середовища в апараті, кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  
 $H_c$  – висота середовища в апараті, м.

Для захисту посудин та апаратів від можливого підвищення тиску вище допустимого вони забезпечуються запобіжними пристроями (запобіжними клапанами та ін.).

При дії запобіжних клапанів тиск у посудині або апараті не повинен перевищувати надлишковий робочий тиск більше ніж на 0,05 МПа для посудин з тиском до 0,3 МПа, на 15 % – для посудин, які працюють під тиском від 0,3 до 6,0 МПа і на 10 % – для посудин, які працюють під тиском понад 6,0 МПа.

При підвищенні тиску в посудині або апараті під час дії запобіжних пристроїв більше ніж на 10 % у порівнянні з робочим елементи апарата повинні розраховуватися на тиск, який дорівнює 90 % тиску при спрацьовуванні запобіжного пристрою.

Тиск у посудині під час дії запобіжного клапана  $P_k$ , МПа, необхідно визначати за формулою

$$P_k = \left\{ \begin{array}{ll} P_{роб} + 0,05 & \text{при } P_{роб} \leq 0,3 \text{ МПа} \\ 1,15 P_{роб} & \text{при } 0,3 < P_{роб} \leq 6,0 \text{ МПа} \end{array} \right\}, \quad (3.2)$$

де  $P_{роб}$  – робочий тиск у посудині, МПа.

Тиск у посудині, який враховує короткочасне підвищення його при спрацьовуванні запобіжного клапана, без урахування гідростатичного тиску  $P_p$ , МПа, необхідно визначати за формулою

$$P_p = \left\{ \begin{array}{ll} 0,9 P_k & \text{при } P_{роб} \leq 6,0 \text{ МПа} \\ P_{роб} & \text{при } P_{роб} > 6,0 \text{ МПа} \end{array} \right\}. \quad (3.3)$$

Розрахунковий тиск у робочих умовах  $P$ , МПа, необхідно визначати за формулою

$$P = \left\{ \begin{array}{ll} P_p + P_z & \text{при } P_z \geq 0,05 P_{роб} \\ P_p & \text{при } P_z < 0,05 P_{роб} \end{array} \right\}. \quad (3.4)$$

Для елементів посудин, котрі розділяють порожнини з різними тисками, за розрахунковий тиск необхідно приймати або кожен із тисків окремо, або їхню алгебраїчну суму, якщо вона вимагає більшої товщини стінки розраховуваного елемента.

Випробування сталевих зварних посудин та апаратів повинно проводитися пробним тиском  $P_{np}$ , МПа, який визначають за формулою

$$P_{np} = 1,25 P \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}, \quad (3.5)$$

де  $[\sigma]_{20}$  – допустима напружина для матеріалу посудини при температурі 20 °С, МПа;

$[\sigma]$  – допустима напружина для матеріалу посудини при розрахунковій температурі, МПа.

Відношення  $[\sigma]_{20}/[\sigma]$  приймається по тому з використаних матеріалів елементів посудини (обичайок, днищ, фланців, кріпильних деталей, патрубків та ін.), для якого воно є найменшим.

Під розрахунковим тиском в умовах випробувань  $P_g$ , МПа, мають на увазі тиск, якому піддаються посудини під час випробувань, включаючи гідростатичний тиск, якщо він складає 5 % та більше від пробного.

Розрахунок на міцність елементів апаратів (обичайок, днищ) для умов випробувань проводити не потрібно, якщо розрахунковий тиск в умовах випробувань менше ніж розрахунковий тиск у робочих умовах, помножений на  $1,35 [\sigma]_{20}/[\sigma]$ .

### **Приклад 3.1**

*Визначити розрахунковий та пробний тиски для вертикальної посудини з еліптичними днищами (рисунок 3.1), виготовленої зі сталі марки 09Г2С, якщо робочий тиск у посудині складає  $P_{роб} = 0,2$  МПа, температура робочого середовища  $t = 150$  °С, густина середовища  $\rho_c = 1200$  кг/м<sup>3</sup>, висота посудини зі штуцерами  $H_1 = 4,0$  м, висота рівня робочого середовища  $H_c = 3,5$  м. Перевірити умову необхідності розрахунку в умовах випробувань.*

*Тиск у посудині під час дії запобіжного клапана визначаємо за формулою (3.2)*

$$P_k = P_{роб} + 0,05 = 0,2 + 0,05 = 0,25 \text{ МПа.}$$

*Тиск у посудині, що враховує короточасне підвищення його при спрацюванні запобіжного клапана, без урахування гідростатичного тиску середовища визначаємо за формулою (3.3)*

$$P_p = 0,9 P_k = 0,9 \cdot 0,25 = 0,225 \text{ МПа.}$$



Гідростатичний тиск середовища визначаємо за формулою (3.1)

$$P_2 = \rho_c \cdot g \cdot H_c \cdot 10^{-6} = 1200 \cdot 9,81 \cdot 3,5 \cdot 10^{-6} = 0,041 \text{ МПа.}$$

Гідростатичний тиск середовища

$$P_2 = 0,041 > 0,05 P_{\text{раб}} = 0,05 \cdot 0,2 = 0,01 \text{ МПа}$$

складає понад 5 % від робочого, тому розрахунковий тиск визначаємо за формулою (3.4) з урахуванням його гідростатичного тиску

$$P = P_p + P_2 = 0,225 + 0,041 = 0,266 \text{ МПа.}$$

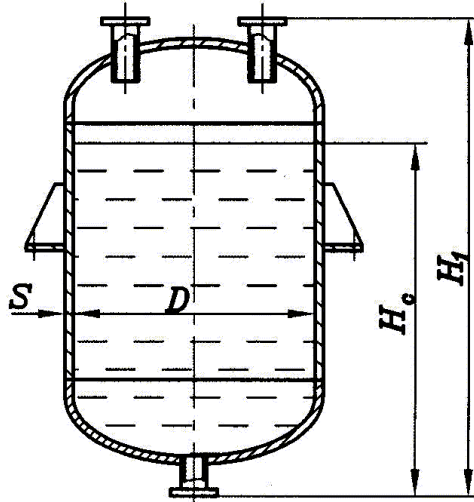


Рисунок 3.1 – Вертикальна посудина з еліптичними днищами

Розрахунковий тиск округляємо у більшу сторону до величини  $P = 0,27 \text{ МПа}$ .

Пробний тиск визначаємо за формулою (3.5). Для цього за таблицею Б.1 додатку Б визначаємо значення допустимих напружин для сталі марки 09Г2С при розрахунковій температурі, яка дорівнює температурі середовища в апараті  $t = 150 \text{ }^\circ\text{C}$   $[\sigma] = 171 \text{ МПа}$  і при температурі випробувань  $t_6 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  –  $[\sigma]_{20} = 196 \text{ МПа}$ .

$$P_{\text{пр}} = 1,25 P \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,25 \cdot 0,27 \cdot \frac{196}{171} = 0,39 \text{ МПа.}$$

Гідростатичний тиск води в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.1), приймаючи густину води рівною  $\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$

$$P_{z \text{ води}} = \rho_v \cdot g \cdot H_v \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 4,0 \cdot 10^{-6} = 0,039 \text{ МПа.}$$

Гідростатичний тиск води

$$P_{z \text{ води}} = 0,039 > 0,05 P_{np} = 0,05 \cdot 0,39 = 0,0195 \text{ МПа}$$

складає понад 5 % від пробного тиску, тому розрахунковий тиск в умовах випробувань  $P_g$  визначаємо з його урахуванням

$$P_g = P_{np} + P_{z \text{ води}} = 0,39 + 0,039 = 0,429 \text{ МПа.}$$

Перевіримо необхідність розрахунку на міцність в умовах випробувань

$$P_g = 0,429 > 1,35 P \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,35 \cdot 0,27 \cdot \frac{196}{171} = 0,418 \text{ МПа.}$$

Так як розрахунковий тиск в умовах випробувань більше розрахункового тиску в робочих умовах, помноженого на  $1,35 [\sigma]_{20}/[\sigma]$ , розрахунок на міцність необхідно проводити не тільки для робочих умов, але і для умов випробувань.

### 3.1.3 Допустимі напружини

Допустимі напружини для сталей  $[\sigma]$ , МПа, при розрахунку по граничним навантаженням сталевих зварних посудин та апаратів, що працюють при статичних одноразових навантаженнях, визначають за формулами:

– для вуглецевих і низьколегованих сталей

$$[\sigma] = \min \left( \frac{R_e \text{ або } R_{p0,2}}{n_T}; \frac{R_m}{n_g}; \frac{R_{m/10^5}}{n_d}; \frac{R_{p1,0/10^5}}{n_n} \right); \quad (3.6)$$

– для аустенітних сталей

$$[\sigma] = \min \left( \frac{R_{p1,0}}{n_T}; \frac{R_m}{n_g}; \frac{R_{m/10^5}}{n_d}; \frac{R_{p1,0/10^5}}{n_n} \right), \quad (3.7)$$

де  $R_e$  – мінімальне значення границі текучості при розрахунковій температурі, МПа;

$R_{p0,2}$  – мінімальне значення 0,2 %-ної умовної границі текучості при розрахунковій температурі (напружина, при якій залишкове подовження складає 0,2 %), МПа;

$R_m$  – мінімальне значення тимчасового опору (границі міцності) при розрахунковій температурі, МПа;

$R_{m/10^5}$  – середнє значення границі тривалої міцності за  $10^5$  г при розрахунковій температурі, МПа;

$R_{p1,0/10^5}$  – середнє значення 1 %-ної границі повзучості за  $10^5$  г при розрахунковій температурі, МПа;

$R_{p1,0}$  – мінімальне значення 1 %-ної умовної границі текучості при розрахунковій температурі (напружина, при якій залишкове подовження складає 1 %), МПа;

$n_T$  – коефіцієнт запасу міцності по границі текучості;

$n_e$  – коефіцієнт запасу міцності по тимчасовому опору (границі міцності);

$n_d$  – коефіцієнт запасу міцності по границі тривалої міцності;

$n_n$  – коефіцієнт запасу міцності по границі повзучості.

Границю повзучості використовують для визначення допустимої напружини в тих випадках, коли відсутні дані по границі тривалої міцності або за умов експлуатації необхідно обмежити величину деформації (переміщення).

При відсутності даних по умовній границі текучості при 1 %-му залишковому подовженні допустиму напружину для аустенітної сталі визначають за формулою (3.6).

Допустима напружина для двошарових сталей визначається за формулою

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_o \cdot (S_o - C_o) + [\sigma]_n \cdot (S_n - C_n)}{(S_o - C_o) + (S_n - C_n)}, \quad (3.8)$$

де  $[\sigma]_o, [\sigma]_n$  – допустимі напружини при розрахунковій температурі для матеріалів відповідно основного та плакувального (корозійно-стійкого) шарів, МПа;

$S_o, S_n$  – товщини відповідно основного та плакувального шарів, мм;

$C_o, C_n$  – добавки для компенсації корозії та ерозії матеріалу відповідно основного та плакувального шарів, мм.

При визначенні допустимої напружини за формулою (3.8) товщина плакувального шару приймається мінімальною при  $[\sigma]_o < [\sigma]_n$ . Якщо  $[\sigma]_o > [\sigma]_n$ , товщина плакувального шару приймається максимальною.

Для сталей, широко використовуваних у хімічному машинобудуванні, допустимі напружини при розрахунковій температурі наведені в таблицях Б.8-Б.11 додатку Б.

Розрахункові значення границі текучості та тимчасового опору наведені в таблицях Б.12–Б.20 додатку Б.

В умовах випробувань допустиму напружину  $[\sigma]_e$ , МПа, визначають за формулами:

– для вуглецевих та низьколегованих сталей

$$[\sigma]_e = \frac{R_e^{20} \text{ або } R_{p0,2}^{20}}{n_T}; \quad (3.9)$$

– для аустенітних сталей

$$[\sigma]_e = \frac{R_{p0,2}^{20} \text{ або } R_{p1,0}^{20}}{n_T}, \quad (3.10)$$

де  $R_e^{20}$  – мінімальне значення границі текучості при температурі 20 °С, МПа;

$R_{p0,2}^{20}$  – мінімальне значення умовної 0,2 %-ної границі текучості при температурі 20 °С (напружина, при якій залишкове подовження складає 0,2 %), МПа;

$R_{p1,0}^{20}$  – мінімальне значення умовної 1 %-ної границі текучості при температурі 20 °С (напружина, при якій залишкове подовження складає 1 %), МПа.

Коефіцієнти запасу міцності повинні відповідати значенням, наведеним у таблиці 3.1.

У випадку, якщо допустиму напружину для аустенітних сталей визначають за формулою (3.6), коефіцієнт запасу міцності  $n_T$  по границі текучості  $R_{p0,2}$  для робочих умов необхідно приймати рівним 1,3.

Таблиця 3.1 – Коефіцієнти запасу міцності

Умови навантаження	Коефіцієнти запасу міцності			
	$n_T$	$n_\sigma$	$n_\delta$	$n_n$
Робочі умови	1,5	2,4	1,5	1,0
Умови випробувань:				
гідравлічні	1,1	–	–	–
пневматичні	1,2	–	–	–
Умови монтажу	1,1	–	–	–

### Приклад 3.2

Визначити допустиму напружину для листового прокату з двошарової сталі  $Ст3сп+12Х18Н10Т$  товщиною 10 мм при розрахунковій температурі  $t = 100^\circ\text{C}$ .

За таблицями Б.1 і Б.3 додатку Б визначаємо допустимі напружини для матеріалу основного і плакувального шарів при розрахунковій температурі  $t = 100^\circ\text{C}$ :

– для основного шару зі сталі марки  $Ст3сп$   $[\sigma]_o = 149 \text{ МПа}$ ;

– для плакувального шару зі сталі марки  $12Х18Н10Т$   $[\sigma]_n = 174 \text{ МПа}$ .

За таблицею 3.4 для двошарового листа товщиною 10 мм товщина плакувального (корозійностійкого) шару складає  $S_n = 2\text{--}3 \text{ мм}$ . Так як  $[\sigma]_o < [\sigma]_n$ , товщину плакувального шару приймаємо мінімальною, тобто  $S_n = 2 \text{ мм}$ , а товщину основного шару –  $S_o = 8 \text{ мм}$ . Додавку для компенсації корозії та ерозії для плакувального шару приймаємо рівною  $C_n = 1 \text{ мм}$ , для основного шару –  $C_o = 0$ , враховуючи, що основний шар не піддається корозії з боку агресивного середовища.

Допустиму напружину визначаємо за формулою (3.8)

$$\begin{aligned}
 [\sigma] &= \frac{[\sigma]_o \cdot (S_o - C_o) + [\sigma]_n \cdot (S_n - C_n)}{(S_o - C_o) + (S_n - C_n)} = \\
 &= \frac{149 \cdot (8 - 0) + 174 \cdot (2 - 1)}{(8 - 0) + (2 - 1)} = 151,7 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

### 3.1.4 Коефіцієнти міцності зварних швів

При розрахунку на міцність зварних елементів посудин та апаратів в розрахункові формули необхідно вводити коефіцієнт міцності зварних з'єднань:

- $\varphi_p$  – подовжнього шва циліндричної або конічної обичайки;
- $\varphi_T$  – кільцевого шва циліндричної або конічної обичайки;
- $\varphi_k$  – зварних швів кільця жорсткості;
- $\varphi_a$  – поперечного зварного шва для зміцнювального кільця;
- $\varphi$  – зварних швів опуклих і плоских днищ та кришок.

Обсяг контролю зварних швів необхідно приймати за таблицею 3.2 залежно від групи посудини, яку визначають за таблицею 1.1.

Коефіцієнт міцності зварних швів вибирають за таблицею 3.3 залежно від обсягу контролю та виду зварних з'єднань.

Для безшовних елементів посудин і апаратів коефіцієнт міцності зварних швів  $\varphi$  приймають рівним 1.

Таблиця 3.2 – Обсяг контролю зварних з'єднань посудин

Група посудини	Довжина контрольованої ділянки швів у % від довжини кожного зварного шва
1, 2	100
3	не менше 50
4, 5а	не менше 25
5б	не менше 10

Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнта міцності зварних швів

Вид зварного шва	Значення коефіцієнта міцності зварного шва при його контрольованій довжині у % від загальної довжини	
	100	від 10 до 50
Стиковий або тавровий з двостороннім суцільним проваром, який виконується автоматичним або напівавтоматичним зваренням.	1,0	0,9
Стиковий з підваркою кореня шва або тавровий з двостороннім суцільним проваренням, який виконується вручну.	1,0	0,9

### Закінчення таблиці 3.3

Вид зварного шва	Значення коефіцієнта міцності зварного шва при його контрольованій довжині у % від загальної довжини	
	100	від 10 до 50
Стиковий, який виконується автоматичним або напівавтоматичним зваренням з одного боку з флюсовою або керамічною підкладкою.	0,9	0,8
Стиковий, доступний зваренню тільки з одного боку та маючий в процесі зварення металеву підкладку з боку кореня шва, яка прилягає по всій його довжині до основного металу.	0,9	0,8
Тавровий, з конструктивним зазором зварюваних деталей.	0,8	0,65
Стиковий, який виконується вручну з одного боку.	0,9	0,65

#### 3.1.5 Додатки до розрахункових величин конструктивних елементів

При розрахунку посудин та апаратів необхідно враховувати суму додатків до розрахункових товщин їх елементів  $C$ , мм, яку визначають за формулою

$$C = C_1 + C_2 + C_3, \quad (3.11)$$

де  $C_1$  – додаток для компенсації корозії та ерозії, мм;

$C_2$  – додаток для компенсації мінусового допуску, мм;

$C_3$  – додаток технологічна, мм.

Додаток  $C_1$  до розрахункової товщини стінки елемента, для компенсації корозії та ерозії повинна прийматися з урахуванням умов експлуатації, розрахункового терміну служби, швидкості проникнення корозії та ерозійного впливу середовища. Термін служби повинен розраховуватися зі дня введення посудини в експлуатацію.

Термін служби посудини – тривалість експлуатації посудини в календарних роках до переходу в граничний стан.

Розрахунковий термін служби посудини – термін служби в календарних роках, після закінчення якого необхідно провести експертне обстеження технічного стану основних деталей посудини, яка працює під

тиском, з метою визначення допустимості параметрів і умов подальшої експлуатації посудини або необхідності її демонтажу.

Якщо за робочі умови недоцільно збільшувати товщину стінки за рахунок добавки для компенсації корозії, рекомендується антикорозійний захист (плакування, футерування, наплавлення та ін.).

Добавка для компенсації корозії та ерозії не враховується при виборі металевих прокладок для фланцевих з'єднань, болтів, опор, теплообмінних труб і перегородок.

Добавка  $C_1$ , мм, визначається за формулою

$$C_1 = P \cdot \tau + C_e, \quad (3.12)$$

де  $P$  – швидкість проникнення корозії, мм/рік;

$\tau$  – розрахунковий термін служби апарата, років;

$C_e$  – добавка для компенсації ерозії, мм.

При двосторонньому контакті внутрішніх елементів посудини з корозійними середовищами необхідно враховувати суму добавок для компенсації корозії та ерозії розрахованого елемента з його кожного боку.

Добавки для компенсації корозії та ерозії до товщини внутрішніх елементів повинні прийматися рівними:

–  $2 C_1$  – для незнімних навантажених елементів, а також для внутрішніх кришок і трубних решіток теплообмінних апаратів;

–  $0,5 C_1$ , але не менше 2 мм – для знімних навантажених елементів;

–  $C_1$  – для незнімних ненавантажених елементів.

При наявності на трубній решітці або плоскій кришці канавок добавка для компенсації корозії та ерозії приймається з урахуванням глибини цих канавок.

Для внутрішніх знімних ненавантажених елементів добавка для компенсації корозії та ерозії не враховується.

Добавка  $C_2$  приймається залежно від товщини листа за таблицею 3.4 для одношарових і за таблицею 3.5 для двошарових сталей.

Добавку  $C_2$  враховують у тому випадку, коли його значення перевищує 5 % від номінальної товщини листа.

Технологічна добавка  $C_3$  передбачає компенсацію стоншення стінки елемента посудини при технологічних операціях – витяжці, штампуванні, гнутті і т. п. Залежно від прийнятої технології цю добавку необхід-



но враховувати при розробці робочих креслеників.

У курсовому та дипломному проектуванні технологічну добавку приймають рівною  $C_3 = 0$ .

Таблиця 3.4 – Граничні відхилення товщини листа

В міліметрах

Товщина листа	3	4; 5	6	8-12	14-25	26-30	32-34
Граничне відхилення	$\pm 0,22$	+0,30 -0,50	+0,25 -0,60	+0,30 -0,80	+1,40 -0,80	+1,50 -0,90	+1,60 -1,00
Товщина листа	36-40	42-50	55; 60	65; 70	75; 80	85; 90	95; 100
Граничне відхилення	+1,70 -1,10	+1,80 -1,20	+1,80 -1,30	+1,80 -1,60	+1,80 -2,20	+1,9 0 -2,50	+2,00 -2,70

Таблиця 3.5 – Товщини та граничні відхилення листів із двошарових сталей і товщини корозійностійкого шару

В міліметрах

Товщина листа	Граничне відхилення	Товщина корозійностійкого шару	Товщина листа	Граничне відхилення	Товщина корозійностійкого шару
4	+0,30	0,7–1,1	28	$\pm 1,68$	3,5–5,0
5	-0,50		30	$\pm 1,80$	
6	+0,25 -0,60	1,0–1,6	32	$\pm 1,60$	4,0–6,0
8	$\pm 0,80$	2,0–3,0	34	$\pm 1,70$	
10	$\pm 0,90$		36	$\pm 1,80$	
12	$\pm 0,98$		38	$\pm 1,90$	
14	$\pm 1,08$		40	$\pm 2,00$	
16	$\pm 1,12$	2,5–3,5	42	$\pm 2,10$	
18	$\pm 1,26$		45	$\pm 2,25$	
20	$\pm 1,40$		48	$\pm 2,40$	
22	$\pm 1,54$	3,0–4,0	50	$\pm 2,50$	
25	$\pm 1,50$		55	$\pm 2,20$	
26	$\pm 1,56$		60	$\pm 2,40$	

## Питання до самоперевірки

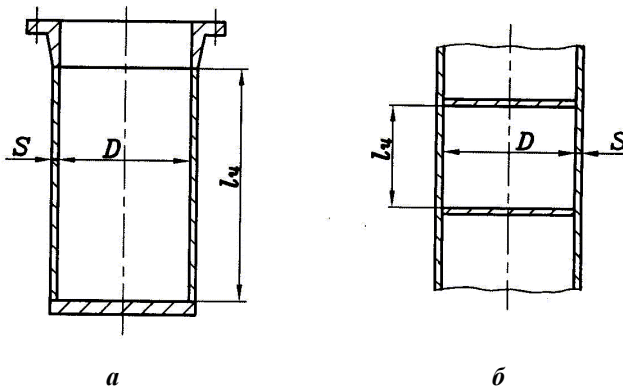
- 1 Як визначається розрахункова температура?
- 2 Що таке робочий та розрахунковий тиски?
- 3 Що таке пробний тиск?
- 4 Як визначається гідростатичний тиск середовища в апараті і коли він враховується при визначенні розрахункового тиску?
- 5 Сформулюйте умову необхідності розрахунку апарата в умовах випробувань.
- 6 Які механічні характеристики матеріалу враховують при визначенні допустимих напружин?
- 7 Як визначають коефіцієнт міцності зварних швів?
- 8 Як приймається добавка до розрахункової товщини стінки?
- 9 Що таке виконавча товщина стінки?

## 3.2 Обичайки циліндричні

### 3.2.1 Вимоги до конструювання

Циліндричні обичайки є одним з основних елементів хімічних апаратів. З них утворюються циліндричний корпус апарата, вони є складовою частиною до різних внутрішніх та зовнішніх пристроїв апаратів.

Для виготовлення посудин та апаратів застосовуються гладкі (рисунки 3.2-3.4) і підкріплені кільцями жорсткості циліндричні обичайки (рисунок 3.5).



*a* – обичайка з фланцем і плоским днищем; *б* – обичайка з плоскими перегородками

Рисунок 3.2 – Гладкі циліндричні обичайки

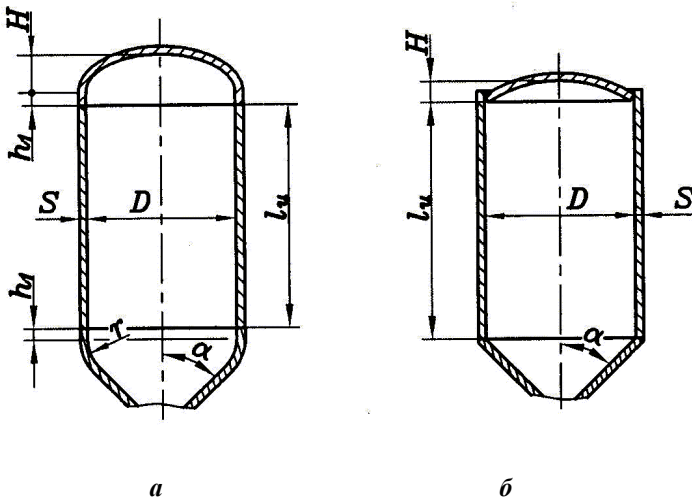
Найчастіше обичайки виготовляють вальцюванням з листового прокату, іноді з труб.

Обичайки, які виготовляються з листового прокату, мають внутрішній базовий діаметр, який визначається за стандартом [10]. Обичайки, що виготовляються з труб, мають зовнішній базовий діаметр.

Внутрішній діаметр обичайки вибирається зі стандартного ряду: 400, (450), 500, (550), 600, (650), 700, 800, 900, 1000, (1100), 1200, 1300, 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, 2200, 2400, 2500, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500 мм. Обичайки з внутрішніми діаметрами, які взяті в дужки, допускається застосовувати тільки для виготовлення сорочок посудин та апаратів.

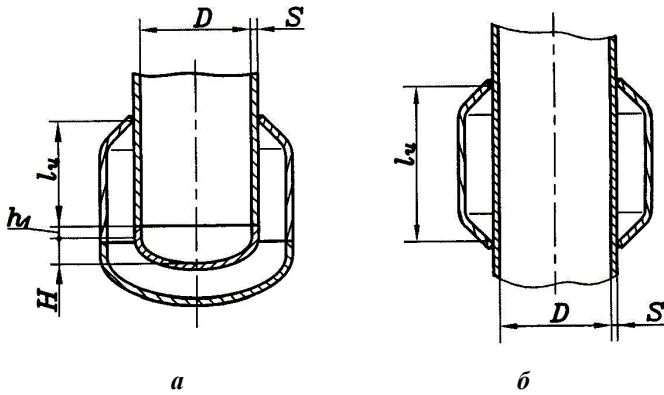
Зовнішній діаметр обичайок, що виготовляються із труб, рекомендується приймати з наступного ряду: 133, 159, 168, 219, 273, 325, 377, 426, 480, 530, 630, 720, 820, 920, 1020, 1120, 1220, 1320, 1420 мм.

При зварюванні корпусу посудини повинні застосовуватися, як правило, стикові двосторонні шви з повним проваренням. Односторонні шви застосовуються лише в тих випадках, коли неможливо застосувати двостороннє зварювання. При цьому зварювання здійснюється на знімній або залишеній підкладці.



*a* – обичайка з відбортованими днищами; *б* – обичайка з невідбортованими днищами

Рисунок 3.3 – Гладкі обичайки з опуклими та конічними днищами



*a* – обичайка з U-подібною сорочкою; *б* – обичайка з циліндричною сорочкою

Рисунок 3.4 – Гладкі обичайки з сорочками

Вальцьовані обичайки повинні мати якнайменше зварних швів, особливо подовжніх, тому листи для їхнього виготовлення необхідно вибрати якомога більших розмірів.

Ширина листів між кільцевими швами повинна бути не менше 800 мм, ширина замикаючої кільцевої вставки – не менш 400 мм, за винятком приварення до обичайки фланця, трубної решітки або конічного переходу.

Об'єм посудин та апаратів повинен відповідати стандарту [17], який установлює наступний ряд їх номінальних об'ємів: 0,01; 0,016; 0,025; 0,04; 0,063; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500 м<sup>3</sup>.

Посилення кільцевих та подовжніх швів на внутрішній поверхні корпусу повинні бути зачищені в місцях, у яких вони заважають установленню внутрішніх пристроїв. Посилення зварних швів не знімають у корпусів посудин, виготовлених із двошарових і корозійностійких сталей; при цьому в деталях внутрішніх пристроїв передбачають місцеву заглибину в місцях біля зварних швів. У випадку необхідності зачищення таких швів усередині апарата повинна бути передбачена технологія зварювання, яка забезпечує достатню корозійну стійкість зачищеного шва.

В апаратах із сорочками для інтенсифікації процесу теплопередачі до корпусу апарата під сорочкою іноді приварюють направляючу спіраль

прямокутного перерізу, яка дозволяє значно збільшити швидкість теплоносія в сорочці та зменшити товщину стінки корпуса апарата, тому що вона у даному випадку відіграє роль кільця жорсткості. Конструкція апарата із сорочкою і направляючої спіраллю наведена на рисунку 3.6.

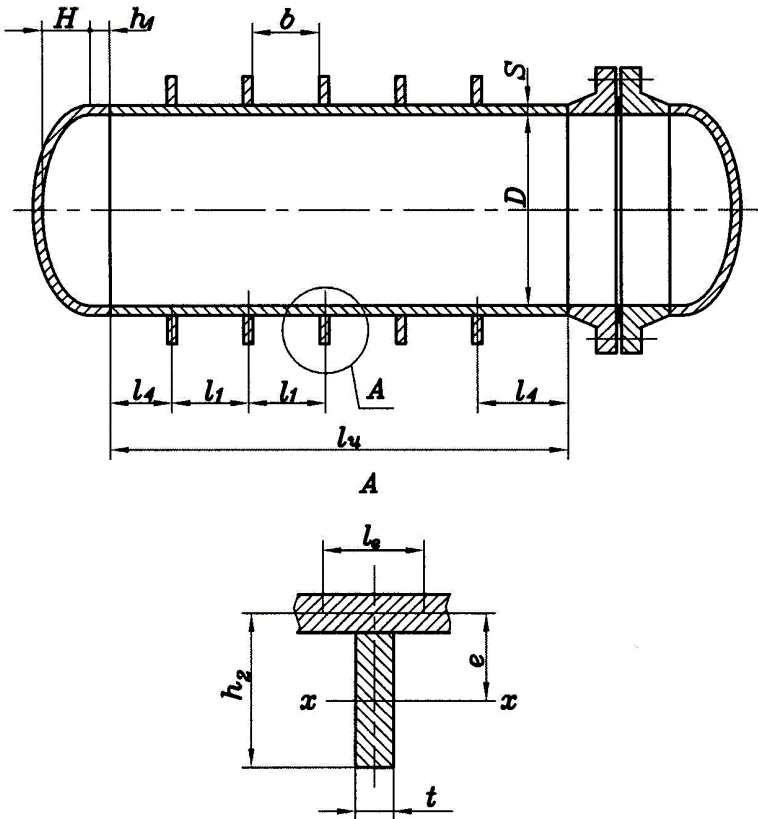


Рисунок 3.5 – Циліндрична обичайка, підкріплена кільцями жорсткості

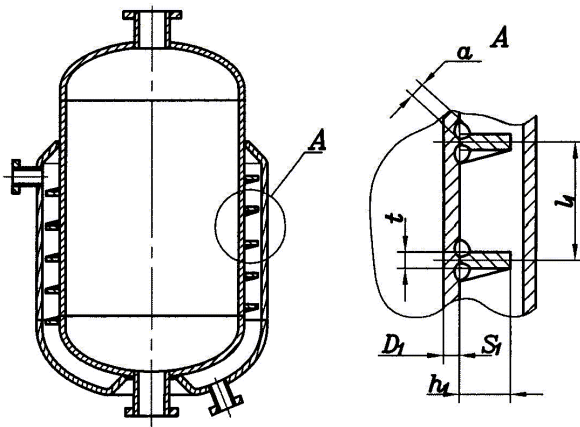


Рисунок 3.6 – Обичайка з U-подібною сорочкою і направляючою спіраллю

### 3.2.2 Умови застосування розрахункових формул

Розрахункові формули застосовні при відношенні товщини стінки до діаметра

$$\frac{S-C}{D} \leq 0,1 \quad \text{для обичайок і труб при } D \geq 200 \text{ мм};$$

$$\frac{S-C}{D} \leq 0,3 \quad \text{для труб при } D < 200 \text{ мм.}$$

Для обичайок, підкріплених кільцями жорсткості, додатково повинні виконуватися наступні обмеження:

– відношення висоти перерізу кільця жорсткості, яка вимірюється від серединної поверхні обичайки до діаметра (рисунок 3.5)

$$h_2/D \leq 0,2;$$

– розрахункові формули необхідно застосовувати за умови рівномірного розташування кілець жорсткості;

– у тих випадках, коли кільця жорсткості встановлені нерівномірно, розміри  $b$  і  $l_1$  (рисунок 3.5) необхідно підставляти для тієї ділянки, на якій відстань між двома суміжними кільцями жорсткості максимальна;

– якщо відстані  $l_4$  між крайніми кільцями жорсткості і суміжними

з ними елементами жорсткості (днищами, фланцями тощо) з урахуванням відбортовки  $h_1$  і довжини прилеглого елемента  $l_3$  більше ніж  $l_1$ , за розрахункову довжину приймається довжина

$$l_2 = l_4 + h_1 + l_3 .$$

### 3.2.3 Розрахунок гладких циліндричних обичайок, навантажених внутрішнім надлишковим тиском

#### Одношарові циліндричні обичайки

Розрахункову товщину стінки одношарової обичайки  $S_p$ , мм, визначають за формулою

$$S_p = \frac{P \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi_p - P} , \quad (3.13)$$

де  $P$  – розрахунковий внутрішній надлишковий тиск, МПа;

$D$  – внутрішній діаметр обичайки, мм;

$[\sigma]$  – допустима напружина для матеріалу обичайки при розрахунковій температурі, МПа;

$\varphi_p$  – коефіцієнт міцності подовжніх зварних швів.

Виконавчу товщину стінки обичайки  $S$ , мм, визначають за формулою

$$S \geq S_p + C \quad (3.14)$$

і округляють до найближчого більшого значення стандартної товщини листового прокату, яка вибирається з наступного ряду чисел: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 мм.

Виконавчі товщини стінок обичайок та днищ повинні бути не менше  $D/1000 + 2,5$  мм – для вуглецевих і низьколегованих сталей і 2,5 мм – для сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів.

Товщини стінок кожухів, розподільних камер і кришок кожухотрубчастих теплообмінних апаратів повинні бути не менше значень, указаних у таблиці 3.6.

Для прийнятої виконавчої товщини стінки обичайки  $S$  допустимий надлишковий внутрішній тиск  $[P]$ , МПа, розраховують за формулою

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} . \quad (3.15)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

Таблиця 3.6 – Мінімальні товщини стінок обичайок і днищ кожухотрубчастих теплообмінних апаратів

Розміри в міліметрах

Тип апарата	Матеріал обичайки (днища)	Товщина стінки при внутрішньому діаметрі апарата					
		до 500	600	800	1000	1200	1400 і більше
Н і К	Сталь вуглецева і низьколегована	5	6	6	6	6	6
	Сталь корозійностійка	3	4	4	6	6	6
П і У	Сталь вуглецева і низьколегована	5	6	8	10	12	14
	Сталь корозійностійка	3	4	6	8	10	12

### Приклад 3.3

Розрахувати товщину стінки циліндричної обичайки корпусу апарата (рисунок 3.1) зі сталі марки Ст3сп5. Внутрішній діаметр апарата  $D=1000$  мм, розрахунковий тиск в апараті  $P=1,0$  МПа, розрахункова температура стінки обичайки  $t=165$  °С, коефіцієнт міцності зварних з'єднань прийняти рівним  $\varphi_p=0,9$ .

Допустиму напружину для матеріалу обичайки при розрахунковій температурі визначаємо за таблицею Б.1 додатку Б методом лінійної інтерполяції

$$[\sigma] = 144 \text{ МПа.}$$

Розрахункову товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.13)

$$S_p = \frac{P \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi_p - P} = \frac{1,0 \cdot 1000}{2 \cdot 144 \cdot 0,9 - 1,0} = 3,87 \text{ мм.}$$

Додавку  $C_1$  визначаємо за формулою (3.12), виходячи з максимально допустимої швидкості корозії  $\Pi=0,1$  мм/рік, розрахункового терміну служби апарата  $\tau=20$  років і приймаючи додавку для компенсації ерозії рівною нулю

$$C_1 = \Pi \cdot \tau + C_e = 0,1 \cdot 20 + 0 = 2 \text{ мм.}$$



Виконавча товщина стінки обичайки без урахування добавки для компенсації мінусового допуску дорівнює

$$S \geq S_p + C_1 = 3,87 + 2 = 5,87 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки циліндричної обичайки визначаємо з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2 = 0,8$  мм для листа товщиною 8 мм

$$S \geq S_p + C_1 + C_2 = 3,87 + 2 + 0,8 = 6,67 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки рівною  $S = 8$  мм.

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 8 мм

$$C_2 = 0,8 > 0,05S = 0,05 \cdot 8 = 0,4 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Допустимий тиск розраховуємо за формулою (3.15)

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 144 \cdot 0,9 \cdot (8 - 2,8)}{1000 + (8 - 2,8)} = 1,34 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,34 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S - C}{D} = \frac{8 - 2,8}{1000} = 0,0052 < 0,1$$

виконується.

### Приклад 3.4

Розрахувати товщину стінки циліндричної обичайки корпусу апарата (рисунок 3.1) зі сталі марки 09Г2С. Внутрішній діаметр апарата  $D = 1000$  мм, розрахунковий тиск в апараті в робочих умовах  $P = 0,27$  МПа, в умовах випробувань –  $P_g = 0,43$  МПа, розрахункова температура стінки обичайки  $t = 150$  °С. Коефіцієнт міцності зварних з'єднань

прийняти рівним  $\varphi = 1$ , добавку для компенсації корозії та ерозії –  $C_1 = 2$  мм.

Допустиму напружину для матеріалу обичайки в робочих умовах визначаємо згідно з таблицею Б.1 додатку Б,  $[\sigma] = 171$  МПа.

Допустиму напружину в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.9). Згідно з таблицею Б.6 додатку Б границя текучості при температурі випробувань  $t_e = 20$  °С складає  $R_e^{20} = 300$  МПа. Коефіцієнт запасу міцності при гідравлічних випробуваннях визначаємо згідно з таблицею 3.1,  $n_T = 1,1$ .

$$[\sigma]_e = \frac{R_e^{20}}{n_T} = \frac{300}{1,1} = 272,7 \text{ МПа.}$$

Розрахункову товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.13):

– для робочих умов

$$S'_p = \frac{P \cdot D}{2 [\sigma] \cdot \varphi_p - P} = \frac{0,27 \cdot 1000}{2 \cdot 171 \cdot 1 - 0,27} = 0,79 \text{ мм.}$$

– для умов випробувань

$$S''_p = \frac{P_e \cdot D}{2 [\sigma]_e \cdot \varphi_p - P_e} = \frac{0,43 \cdot 1000}{2 \cdot 272,7 \cdot 1 - 0,43} = 0,79 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки обичайки визначаємо по більшому з отриманих значень (у даному прикладі вони дорівнюють одне одному) без урахування добавки для компенсації мінусового допуску

$$S \geq S'_p + C_1 = 0,79 + 2 = 2,79 \text{ мм.}$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки обичайки з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2 = 0,4$  мм для листа товщиною 4 мм

$$S \geq S'_p + C_1 + C_2 = 2,79 + 2 + 0,4 = 3,19 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки рівною  $S = 4$  мм.

Перевіряємо необхідність урахування мінусового допуску для ста- левого листа товщиною 4 мм

$$C_2 = 0,4 > 0,05S = 0,05 \cdot 4 = 0,2 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок до розрахункової товщини стінки обичайки

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,4 = 2,4 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Допустимий тиск розраховуємо за формулою (3.15):

– для робочих умов

$$[P] = \frac{2 [\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 171 \cdot 1 \cdot (4 - 2,4)}{1000 + (4 - 2,4)} = 0,54 \text{ МПа};$$

– для умов випробувань

$$[P]_в = \frac{2 [\sigma]_в \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 272,7 \cdot 1 \cdot (4 - 2,4)}{1000 + (4 - 2,4)} = 0,87 \text{ МПа}.$$

Умови міцності:

– для робочих умов

$$P = 0,27 < [P] = 0,54 \text{ МПа}$$

– і умов випробування

$$P_в = 0,43 < [P]_в = 0,87 \text{ МПа}$$

виконуються.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S - C}{D} = \frac{4 - 2,4}{1000} = 0,0016 < 0,1$$

виконується.

### **Обичайки, які виготовляються із двошарової сталі**

При розрахунку апаратів із двошарових сталей як перше наближення товщину стінки обичайки необхідно визначати по допустимій напружині для матеріалу основного шару за формулами (3.13) і (3.14). Після призначення виконавчої товщини стінки обичайки та визначення товщини плакувального шару згідно з таблицею 3.5 розраховують допустима напружину за формулою (3.8). По отриманій допустимій напружині уточнюється товщина стінки обичайки за формулами (3.13) і (3.14). Розрахунок слід проводити до збіжності виконавчої товщини стінки обичайки, визначеної розрахунком, і прийнятої.

Внутрішній допустимий надлишковий тиск визначається за формулою (3.15).

Сполучення марок сталей основного та корозійностійкого шарів для двошарових листів, які найчастіше застосовуються для виготовлення сталевих зварних посудин та апаратів, наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Сполучення марок сталей основного і корозійностійкого шарів

Марка сталі корозійностійкого шару	Марка сталі основного шару						
	Ст3сп	20К	09Г2	09Г2С	16ГС	12МХ	12ХМ
08Х18Н10Т	+	+	–	+	+	+	+
12Х18Н10Т	+	+	+	+	+	+	+
10Х17Н13М2Т	+	+	–	+	+	–	–
10Х17Н13М3Т	+	+	–	+	+	–	–
08Х17Н15М2Т	+	+	–	–	+	–	–
08Х22Н6Т	+	+	–	–	–	–	–
06Х28МДТ	+	+	–	–	+	–	–

### Приклад 3.5

Розрахувати товщину стінки циліндричної обичайки корпусу апарата (рисунк 3.1) із двошарової сталі Ст3сп+12Х18Н10Т. Внутрішній діаметр апарата  $D=2000$  мм, розрахунковий тиск в апараті  $P=1,0$  МПа, розрахункова температура стінки обичайки  $t=100$  °С.

Коефіцієнт міцності зварних з'єднань прийняти рівним  $\varphi_p=1$ , добавку для компенсації корозії та ерозії з боку плакувального шару –  $C_1=1$  мм.

За таблицями Б.1 і Б.3 додатку Б знаходимо допустимі напруження для матеріалу основного та плакувального шарів:

– для основного шару зі сталі марки Ст3сп  $[\sigma]_o=149$  МПа;

– для плакувального шару зі сталі марки 12Х18Н10Т  $[\sigma]_n=174$  МПа.

Як перше наближення товщину стінки обичайки визначаємо по допустимій напруженні для матеріалу основного шару за формулами (3.13) і (3.14)

$$S_p = \frac{P \cdot D}{2 [\sigma] \cdot \varphi_p - P} = \frac{1,0 \cdot 2000}{2 \cdot 149 \cdot 1 - 1,0} = 6,73 \text{ мм.}$$

З урахуванням добавки для компенсації корозії та ерозії товщина стінки обичайки складає

$$S \geq S_p + C_1 = 6,73 + 1 = 7,73 \text{ мм.}$$

Приймаємо добавку для компенсації мінусового допуску для листа товщиною 8 мм згідно з таблицею 3.5 рівною 0,8 мм, при цьому виконавча товщина стінки обичайки з урахуванням суми добавок перевищує 8 мм. Добавку для компенсації мінусового допуску для сталевого листа товщиною 10 мм приймаємо рівною  $C_2 = 0,9$  мм.

Сума добавок до розрахункової товщини стінки обичайки складає

$$C = C_1 + C_2 = 1 + 0,9 = 1,9 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки обичайки з урахуванням суми добавок до розрахункової товщини стінки обичайки складає

$$S \geq S_p + C = 6,73 + 1,9 = 8,63 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину обичайки рівною  $S = 10$  мм.

Товщина плакувального (корозійностійкого) шару двошарового листа товщиною 10 мм згідно з таблицею 3.5 складає  $S_n = 2-3$  мм. Так як  $[\sigma]_o < [\sigma]_n$ , товщину плакувального шару приймаємо мінімальною, тобто  $S_n = 2$  мм, товщину основного шару –  $S_o = S - S_n = 10 - 2 = 8$  мм. Добавку для компенсації корозії та ерозії з боку основного шару приймаємо рівною  $C_o = 0$ , так як основний шар не піддається корозії та ерозії з боку агресивного середовища.

Допустиму напружину визначаємо за формулою (3.8)

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_o \cdot (S_o - C_o) + [\sigma]_n \cdot (S_n - C_n)}{(S_o - C_o) + (S_n - C_n)} = \frac{149 \cdot (8 - 0) + 174 \cdot (2 - 1)}{(8 - 0) + (2 - 1)} = 151,7 \text{ МПа.}$$

По отриманій допустимій напружині уточнюємо товщину стінки циліндричної обичайки за формулами (3.13) і (3.14):

$$S_p = \frac{P \cdot D}{2 [\sigma] \cdot \varphi_p - P} = \frac{1,0 \cdot 2000}{2 \cdot 151,7 \cdot 1 - 1,0} = 6,6 \text{ мм;}$$

$$S \geq S_p + C = 6,6 + 1,9 = 8,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки рівною  $S = 10$  мм, що збігається з попереднім розрахунком.

Для прийнятого значення виконавчої товщини стінки обичайки розраховуємо допустимий тиск за формулою (3.15)

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 151,7 \cdot 1 \cdot (10 - 1,9)}{2000 + (10 - 1,9)} = 1,22 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,22 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S - C}{D} = \frac{10 - 1,9}{2000} = 0,004 < 0,1$$

виконується.

### **3.2.4 Розрахунок гладких циліндричних обичайок, навантажених зовнішнім тиском**

Розрахункові схеми гладких циліндричних обичайок наведені на рисунках 3.2-3.4.

Циліндричні обичайки, які навантажені зовнішнім тиском або працюють під вакуумом, знаходяться в менш сприятливих умовах порівняно з обичайками, навантаженими внутрішнім надлишковою тиском. Зовнішній тиск викликає порушення циліндричної форми обичайки, збільшуючи існуючі початкові відхилення, які є наслідком неточності виготовлення. При цьому в обичайці крім напружин стиснення виникають напружини вигину.

Тонкостінні обичайки під дією зовнішнього тиску при певних умовах можуть втратити стійкість. Явище втрати стійкості форми спостерігається при напружинах менших границі текучості матеріалу обичайки, коли під дією критичного тиску поперечний переріз початково круглої форми починає перетворюватися у хвилеподібну.

Величина критичного тиску залежить від геометричних розмірів і механічних властивостей матеріалу обичайки. Ці фактори необхідно враховувати при розрахунку обичайок, навантажених зовнішнім тиском.

#### **Одношарові циліндричні обичайки**

Розрахункову товщину стінки обичайки  $S_p$ , мм, визначають за формулою

$$S_p = \max \left\{ K_2 \cdot D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 P \cdot D}{2 [\sigma]} \right\}, \quad (3.16)$$

де  $P$  – розрахунковий зовнішній тиск, МПа;  
 $K_2$  – коефіцієнт, який визначається за номограмою, що наведена на  
 рисунку 3.7, залежно від коефіцієнтів  $K_1$  і  $K_3$ .

Коефіцієнт  $K_1$  визначають за формулою

$$K_1 = 0,36 \frac{n_y \cdot P}{E \cdot 10^{-6}}, \quad (3.17)$$

де  $n_y$  – коефіцієнт запасу стійкості;

$E$  – модуль подовжньої пружності матеріалу обичайки при розра-  
 хунковій температурі, МПа (таблиця 3.8).

Таблиця 3.8 – Модуль подовжньої пружності сталей

Сталі	Модуль подовжньої пружності $E \cdot 10^{-5}$ , МПа, при температурі, °С														
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	
Вуглецеві і низьколе- говані	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64	1,55	1,40	–	–	–	–	–	
Теплостійкі і корозій- ностійкі хромисті	2,15	2,15	2,05	1,98	1,95	1,90	1,84	1,78	1,71	1,63	1,54	1,40	–	–	
Жароміцні і жаростій- кі аустеніт- ні	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,90	1,85	1,80	1,74	1,67	1,60	1,52	1,43	1,32	

Примітка – Для проміжних розрахункових температур стінки модуль по-  
 довжньої пружності визначають лінійною інтерполяцією двох найближчих зна-  
 чень, наведених у таблиці.

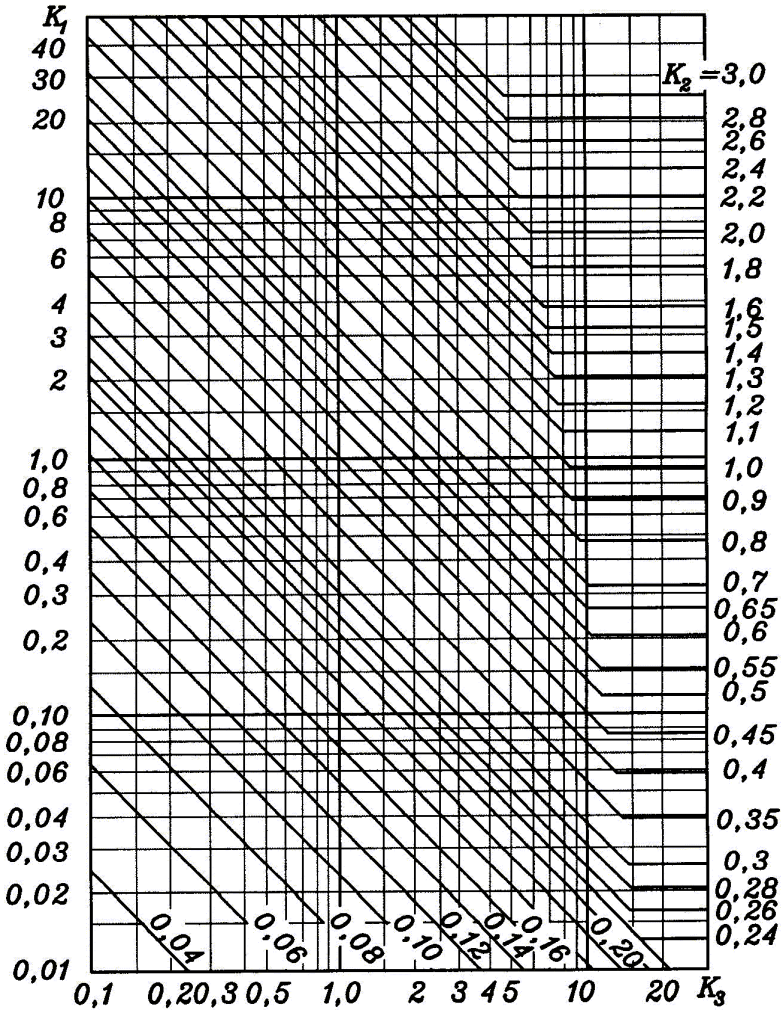


Рисунок 3.7 – Номограма для визначення коефіцієнтів  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$

Коефіцієнт запасу стійкості при розрахунку посудин та апаратів на стійкість по нижнім критичним напруженням у границях пружності необхідно приймати рівним:



- $n_y = 2,4$  – для робочих умов;
- $n_y = 1,8$  – для умов випробувань і монтажу.

Розрахункову довжину циліндричної обичайки  $l$ , мм, навантаженої зовнішнім тиском (вакуумом) визначають за формулами:

- для апаратів за рисунками 3.2 і 3.4,б

$$l = l_y ;$$

- для апаратів за рисунком 3.3,а

$$l = l_y + 2(h_1 + l_3);$$

- для апаратів за рисунком 3.3,б

$$l = l_y + 2l_3 ;$$

- для апаратів за рисунками 3.4,а і 3.5

$$l = l_y + h_1 + l_3,$$

де  $l_y$  – довжина циліндричної обичайки, навантаженої зовнішнім тиском, мм;

$h_1$  – висота циліндричної частини (відбортовки) днища, мм;

$l_3$  – довжина прилеглого елемента, мм.

Довжини прилеглих елементів  $l_3$ , мм, визначають за формулою

$$l = \left\{ \begin{array}{l} H/3 \quad \text{– для опуклих днищ} \\ \max[r \cdot \sin \alpha; D/(6 \cdot \operatorname{tg} \alpha)] \quad \text{– для конічних обичайок з відбортовкою,} \\ \quad \text{але не більше довжини конічного} \\ \quad \text{елемента} \end{array} \right\}, \quad (3.18)$$

де  $\alpha$  – половина кута при вершині конічної обичайки, град.

Коефіцієнт  $K_3$  визначають за формулою

$$K_3 = l/D, \quad (3.19)$$

де  $l$  – розрахункова довжина гладкої обичайки, мм.

Виконавчу товщину стінки  $S$ , мм, визначають за формулою (3.14), а допустимий зовнішній тиск – за формулою

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{II}}{[P]_E}\right)^2}}, \quad (3.20)$$

де  $[P]_{II}$  – допустимий тиск за умови міцності, МПа;  
 $[P]_E$  – допустимий тиск за умови стійкості в границях пружності, МПа.

Допустимий тиск за умови міцності визначають за формулою

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S - C)}{D + (S - C)}. \quad (3.21)$$

Допустимий тиск за умови стійкості в границях пружності визначають за формулою

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} D \cdot E}{n_y \cdot B_1 \cdot l} \cdot \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}, \quad (3.22)$$

де

$$B_1 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\}. \quad (3.23)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### Приклад 3.6

Розрахувати товщину стінки циліндричної обичайки корпусу вертикального апарата з приварними еліптичними днищами і сорочкою (рисунок 3.8) внутрішнім діаметром  $D_1 = 1000$  мм. Тиск в апараті – атмосферний, розрахунковий тиск в сорочці –  $P_1 = 0,63$  МПа, матеріал корпусу – сталь марки СтЗсп5, розрахункова температура стінки обичайки  $t = 165$  °С. Довжина циліндричної обичайки під сорочкою  $l_y = 700$  мм, висота відбортки еліптичного днища  $h_1 = 40$  мм. Додавку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною:

– з боку робочого середовища –  $C'_1 = 2$  мм;

– з боку теплоносія –  $C''_1 = 1$  мм.

Коефіцієнт запасу стійкості при розрахунку апарата на стій-

кість по нижнім критичним напруженням в границях пружності для робочих умов приймаємо рівним  $n_y = 2,4$ .

Згідно з таблицею 3.8 модуль подовжньої пружності матеріалу обичайки при розрахунковій температурі  $t = 165 \text{ }^\circ\text{C}$  визначаємо методом лінійної інтерполяції,  $E = 1,85 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

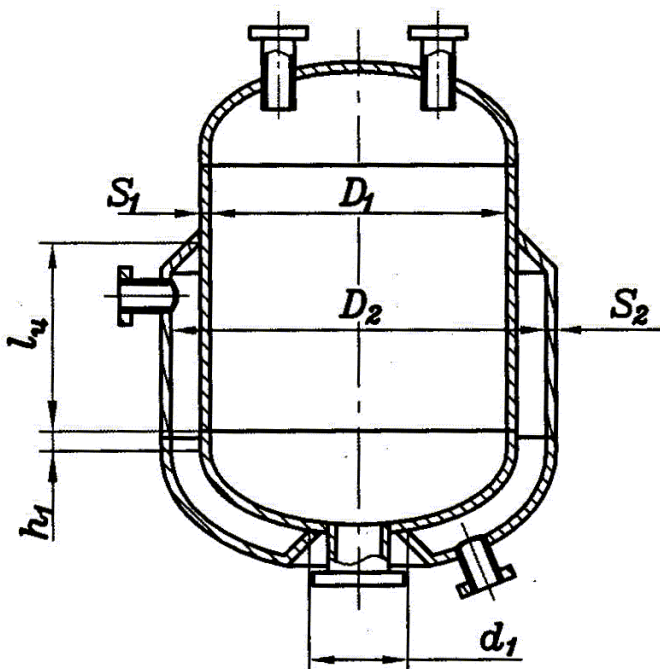


Рисунок 3.8 – Вертикальний апарат з U-подібною сорочкою

Коефіцієнт  $K_1$  визначаємо за формулою (3.17)

$$K_1 = 0,36 \frac{n_y \cdot P}{E \cdot 10^{-6}} = 0,36 \frac{2,4 \cdot 0,63}{1,85 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6}} = 2,94.$$

Висоту опуклої частини еліптичного днища визначаємо за формулою

$$H = 0,25D = 0,25 \cdot 1000 = 250 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину прилеглого елемента еліптичного днища  $l_3$  визначаємо за формулою (3.18)

$$l_3 = \frac{H}{3} = \frac{250}{3} = 83,3 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину циліндричної обичайки визначаємо за формулою

$$l = l_u + h_1 + l_3 = 700 + 40 + 83,3 = 823,3 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $K_3$  визначаємо за формулою (3.19)

$$K_3 = \frac{l}{D} = \frac{823,3}{1000} = 0,823.$$

Згідно з номограмою на рисунку 3.7 визначаємо коефіцієнт  $K_2 = 0,65$ .

Розрахункову товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.16)

$$\begin{aligned} S_p &= \max \left\{ K_2 \cdot D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1P \cdot D}{2[\sigma]} \right\} = \\ &= \max \left\{ 0,65 \cdot 1000 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,63 \cdot 1000}{2 \cdot 144} \right\} = \max \{ 6,5; 2,4 \} = 6,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Добавка для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки обичайки (з урахуванням двосторонньої корозії з боку робочого середовища і теплоносія) складає

$$C_1 = C_1' + C_1'' = 2 + 1 = 3 \text{ мм.}$$

Добавка для компенсації мінусового допуску до розрахункової товщини стінки обичайки згідно з таблицею 3.4 для товщин 8-12 мм складає

$$C_2 = 0,8 \text{ мм.}$$

Сума добавок до дорівнює

$$C = C_1 + C_2 = 3 + 0,8 = 3,8 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.14)

$$S \geq S_p + C = 6,5 + 3,8 = 10,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки рівною

$$S = 12 \text{ мм.}$$

Допустимий зовнішній тиск за умови міцності при  $\varphi = 1$  визначаємо за формулою (3.21)

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 144 \cdot (12 - 3,8)}{1000 + (12 - 3,8)} = 2,34 \text{ МПа.}$$

Безрозмірний коефіцієнт  $B_I$  визначаємо за формулою (3.23)

$$B_I = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{1000}{823,3} \sqrt{\frac{1000}{100 \cdot (12 - 3,8)}} \right\} = \min \{ 1,0; 12,68 \} = 1.$$

Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.22)

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} D \cdot E}{n_y \cdot B_I \cdot l} \cdot \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5} =$$

$$= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1 \cdot 823,3} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (12 - 3,8)}{1000} \right]^{2,5} = 1,18 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою (3.20)

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{2,34}{\sqrt{1 + \left( \frac{2,34}{1,18} \right)^2}} = 1,05 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,63 < [P] = 1,05 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S - C}{D} = \frac{12 - 3,8}{1000} = 0,008 < 0,1$$

виконується.

### Обичайки, які виготовляються з двошарових сталей

При розрахунку обичайок із двошарових сталей, навантажених зовнішнім тиском, за формулами (3.16), (3.14), (3.20) враховується тільки основний шар. У цьому випадку при визначенні виконавчої товщини стінки як добавка для компенсації корозії та ерозії приймається максимальна товщина плакувального шару.

#### Приклад 3.7

Розрахувати товщину стінки циліндричної обичайки корпуса колонного апарата з приварними еліптичними днищами (рисунок 3.9) внутрішнім діаметром  $D=1200$  мм, що працює під вакуумом. Залишковий тиск в апараті  $P_{\text{зал}}=0,01$  МПа, розрахункова температура стінки апарата  $t=100$  °С. Матеріал корпуса апарата – двошарова сталь СтЗсп+12Х18Н10Т. Довжина циліндричної обичайки  $l_{\text{ц}}=10000$  мм, висота відбортовки еліптичного днища  $h_1=40$  мм.

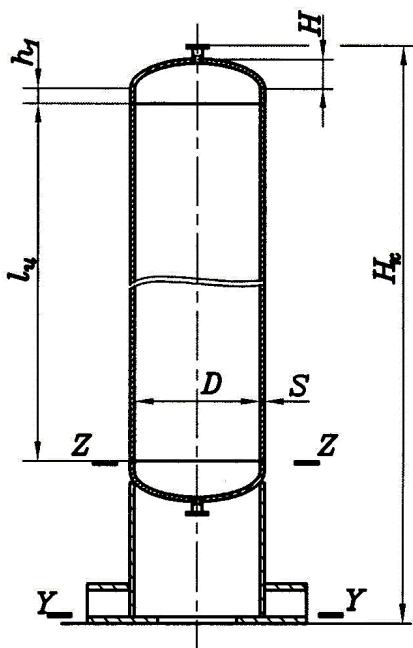


Рисунок 3.9 – Колонний апарат

При розрахунку на міцність обичайки з двошарової сталі, що навантажена зовнішнім тиском, враховуємо тільки основний шар.

Розрахунковий зовнішній тиск в апараті визначаємо як різницю між атмосферним тиском  $P_a$  та залишковим тиском в апараті  $P_{зал}$

$$P = P_a - P_{зал} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу стійкості при розрахунку апарата на стійкість по нижнім критичним напруженням у границях пружності для робочих умов приймаємо рівним  $n_y = 2,4$ .

Згідно з таблицею 3.8 модуль подовжньої пружності матеріалу обичайки при розрахунковій температурі  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  складає  $E = 1,91 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Коефіцієнт  $K_1$  визначаємо за формулою (3.17)

$$K_1 = 0,36 \frac{n_y \cdot P}{E \cdot 10^{-6}} = 0,36 \cdot \frac{2,4 \cdot 0,09}{1,91 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6}} = 0,407.$$

Висоту опуклої частини еліптичного днища визначаємо за формулою

$$H = 0,25 D = 0,25 \cdot 1200 = 300 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину прилеглого елемента  $l_3$  опуклого днища визначаємо за формулою (3.18)

$$l_3 = H / 3 = 300 / 3 = 100 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину циліндричної обичайки визначаємо за формулою

$$l = l_u + 2 h_1 + 2 l_3 = 10000 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 100 = 10280 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $K_3$  визначаємо за формулою (3.19)

$$K_3 = \frac{l}{D} = \frac{10280}{1200} = 8,57.$$

Згідно з номограмою на рисунку 3.7 визначаємо коефіцієнт  $K_2 = 0,8$ .

Розрахункову товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.16)

$$S_p = \max \left\{ K_2 \cdot D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 P \cdot D}{2 [\sigma]} \right\} =$$

$$= \max \left\{ 0,8 \cdot 1200 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,09 \cdot 1200}{2 \cdot 149} \right\} = \max \{ 9,6; 0,4 \} = 9,6 \text{ мм.}$$

Як добавку для компенсації корозії та ерозії приймаємо максимальну товщину плакувального шару згідно з таблицею 3.5

$$C_1 = 3 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки обичайки з урахуванням добавки для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини складає

$$S \geq S_p + C_1 = 9,6 + 3 = 12,6 \text{ мм.}$$

Добавка для компенсації мінусового допуску для листів товщиною 14 мм згідно з таблицею 3.5 складає  $C_2 = 0,98 \text{ мм}$ .

Добавку до розрахункової товщини стінки обичайки визначаємо за формулою

$$C = C_1 + C_2 = 3,0 + 0,98 = 3,98 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.14)

$$S \geq S_p + C = 9,6 + 3,98 = 13,58 \text{ мм.}$$

3.5 Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки згідно з таблицею

$$S = 14 \text{ мм.}$$

Допустимий зовнішній за умови міцності при  $\varphi = 1$  визначаємо за формулою (3.21)

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot (14 - 3,98)}{1200 + (14 - 3,98)} = 2,468 \text{ МПа.}$$

Безрозмірний коефіцієнт  $B_1$  визначаємо за формулою (3.23)

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{1200}{10280} \sqrt{\frac{1200}{100 \cdot (14 - 3,98)}} \right\} = \min \{ 1,0; 1,21 \} = 1,0.$$



Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.22)

$$\begin{aligned}
 [P]_E &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} D \cdot E}{n_y \cdot B_1 \cdot l} \cdot \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\
 &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1200 \cdot 1,91 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1 \cdot 10280} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (14 - 3,98)}{1200} \right]^{2,5} = 0,123 \text{ МПа.}
 \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою (3.20)

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{2,468}{\sqrt{1 + \left( \frac{2,468}{0,123} \right)^2}} = 0,123 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,09 < [P] = 0,123 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S-C}{D} = \frac{14 - 3,98}{1200} = 0,008 < 0,1$$

виконується.

### 3.2.5 Розрахунок гладких циліндричних обичайок, що працюють під спільною дією навантажень кількох видів

У деяких випадках обичайки апаратів працюють під спільною дією внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску, осьового стискального зусилля, згинального моменту та поперечного зусилля (наприклад, колонні апарати). У цьому випадку товщина стінки обичайки попередньо визначається за умов міцності або стійкості від дії відповідного тиску. Перевірку стійкості обичайок, які працюють під спільною дією кількох видів навантажень, виконують для робочих умов та, у випадку необхідності, у відповідності з пунктом 3.1.2 для умов випробувань за формулою

$$\frac{P}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left( \frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1,0, \quad (3.24)$$

де  $P$  – розрахунковий зовнішній тиск, МПа;

$F$  – осьове стискальне зусилля, Н;

$M$  – згинальний момент, Н·мм;

$Q$  – поперечне зусилля, Н;

$[P]$  – допустимий зовнішній тиск, який визначається за формулою (3.20), МПа;

$[F]$  – допустиме осьове стискальне зусилля, Н;

$[M]$  – допустимий згинальний момент, Н·мм;

$[Q]$  – допустиме поперечне зусилля, Н.

Якщо одна або кілька із зазначених навантажень відсутні, у формулі (3.24) відповідна добавка не враховується.

Допустиме осьове стискальне зусилля  $[F]$ , Н, необхідно розраховувати за формулою

$$[F] = \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{II}}{[F]_E}\right)^2}}. \quad (3.25)$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності  $[F]_{II}$ , Н, визначається за формулою

$$[F]_{II} = \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma]. \quad (3.26)$$

Допустиме стискальне зусилля в границях пружності за умови стійкості  $[F]_E$ , Н, визначається за формулою

$$[F]_E = \begin{cases} \min([F]_{E1}; [F]_{E2}), & \text{якщо } l/D \geq 10 \\ [F]_{E1}, & \text{якщо } l/D < 10 \end{cases}, \quad (3.27)$$

де  $[F]_{E1}$  – допустиме осьове стискальне зусилля, яке визначається за умови місцевої стійкості в границях пружності, Н;

$[F]_{E2}$  – допустиме осьове стискальне зусилля, яке визначається за умови загальної стійкості в границях пружності, Н.

При цьому повинна виконуватися умова  $F \leq [F]$ .

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови місцевої стійкості в границях пружності визначають за формулою

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} D^2 \cdot E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}. \quad (3.28)$$

Допустиме стискальне зусилля за умови загальної стійкості в гра-

ниціях пружності визначають за формулою

$$[F]_{E2} = \frac{\pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot E \cdot (\pi/\lambda)^2}{n_y}, \quad (3.29)$$

де  $\lambda$  – гнучкість обичайки.

Гнучкість обичайки визначають за формулою

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + (S - C)}, \quad (3.30)$$

де  $l_{np}$  – приведена розрахункова довжина обичайки, мм.

Наведену розрахункову довжину обичайки  $l_{np}$  приймають згідно з таблицею 3.9.

Допустимий згинальний момент  $[M]$ , Н·мм, розраховують за формулою

$$[M] = \frac{[M]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{II}}{[M]_E}\right)^2}}. \quad (3.31)$$

Допустимий згинальний момент за умови міцності  $[M]_{II}$ , Н·мм, розраховують за формулою

$$[M]_{II} = 0,25D \cdot [F]_{II}. \quad (3.32)$$

Допустимий згинальний момент за умови стійкості в границях пружності  $[M]_E$ , Н·мм, розраховують за формулою

$$[M]_E = 0,285D \cdot [F]_{E1}. \quad (3.33)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $M \leq [M]$ .

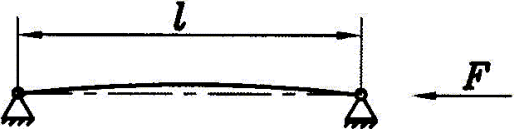
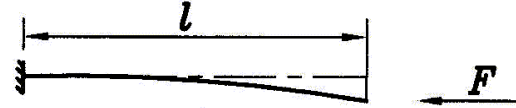

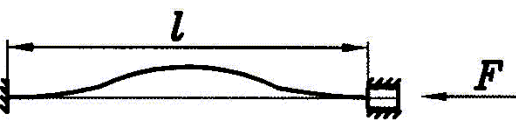
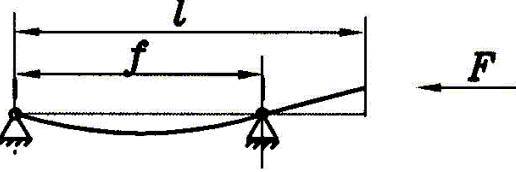
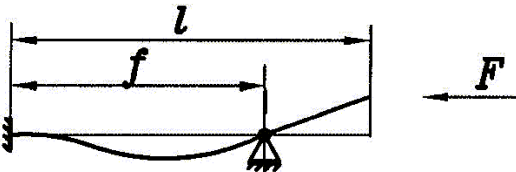
Допустиме поперечне зусилля  $[Q]$ , Н, розраховують за формулою

$$[Q] = \frac{[Q]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_{II}}{[Q]_E}\right)^2}}. \quad (3.34)$$

Допустиме поперечне зусилля за умови міцності  $[Q]_{II}$ , Н, визначають за формулою

Таблица 3.9 – Наведена розрахункова довжина обичайки

В міліметрах

Розрахункова схема	$\frac{f}{l}$	$l_{np}$
	-	$l$
	-	$2,00l$
	-	$0,70l$
	-	$0,50l$
	0	$2,00l$
	0,2	$1,73l$
	0,4	$1,47l$
	0,6	$1,23l$
	0,8	$1,06l$
	1,0	$1,00l$
	0	$2,00l$
	0,2	$1,70l$
	0,4	$1,40l$
	0,6	$1,11l$
	0,8	$0,85l$
	1,0	$0,70l$

$$[Q]_{II} = 0,25\pi \cdot D \cdot (S - C) \cdot [\sigma]. \quad (3.35)$$

Допустиме поперечне зусилля за умови стійкості обичайки в границях пружності  $[Q]_E$ , Н, визначають за формулою

$$[Q]_E = \frac{2,4 E \cdot (S - C)^2}{n_y} \cdot \left[ 0,18 + 0,33 \frac{D \cdot (S - C)}{l^2} \right]. \quad (3.36)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $Q \leq [Q]$ .

### Приклад 3.8

*Колонний апарат, установлений на відкритому майданчику (рисунок 3.9), працює під спільною дією внутрішнього надлишкового тиску, осьового стискального зусилля і згинального моменту від вітрового навантаження.*

*Робочий тиск в апараті складає  $P_{роб} = 0,96$  МПа, внутрішній діаметр апарата  $D = 1200$  мм, розрахункова температура стінки корпусу колони  $t = 100$  °С, загальна висота апарата  $H_k = 30000$  мм, довжина циліндричної обичайки  $l_{ц} = 27390$  мм, висота відбортівки еліптичного днища  $h_1 = 25$  мм. Виліти штуцерів прийняти рівними  $h_{цл} = 200$  мм. Рівень рідини в кубі колони  $H_c = 1100$  мм, густина рідини в кубі  $\rho_c = 1150$  кг/м<sup>3</sup>. Матеріал корпусу – сталь марки Ст3сп5. Коефіцієнт міцності зварних з'єднань прийняти рівним  $\varphi = 0,9$ , добавку для компенсації корозії та ерозії –  $C_1 = 1$  мм.*

*Тиск в апараті під час дії запобіжного клапана визначаємо за формулою (3.2)*

$$P_k = 1,15 P_{роб} = 1,15 \cdot 0,96 = 1,104 \text{ МПа.}$$

*Тиск, що враховує короточасне підвищення його в апараті при спрацьовуванні запобіжного клапана, без урахування гідростатичного тиску визначаємо за формулою (3.3)*

$$P_p = 0,9 P_k = 0,9 \cdot 1,104 = 0,994 \text{ МПа.}$$

*Гідростатичний тиск середовища визначаємо за формулою (3.1)*

$$P_2 = \rho_c \cdot g \cdot H_c \cdot 10^{-6} = 1150 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 10^{-6} = 0,012 \text{ МПа.}$$

Враховуючи, що гідростатичний тиск середовища

$$P_2 = 0,012 < 0,05 P_{роб} = 0,05 \cdot 0,96 = 0,048 \text{ МПа}$$

складає менше 5 % від робочого, розрахунковий тиск визначаємо за формулою (3.4) без урахування гідростатичного тиску середовища

$$P = P_p = 0,994 \text{ МПа.}$$

Розрахунковий тиск округляємо в бік збільшення  $P = 1,0 \text{ МПа}$ .

Згідно з таблицею Б.1 додатку Б визначаємо значення допустимих напружин для сталі марки Ст3сп5 при розрахунковій температурі  $t = 100^\circ\text{C}$   $[\sigma] = 149 \text{ МПа}$  і температурі  $t_e = 20^\circ\text{C}$   $[\sigma]_{20} = 154 \text{ МПа}$ .

Пробний тиск визначаємо за формулою (3.5)

$$P_{пр} = 1,25 P \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,25 \cdot 1,0 \cdot \frac{154}{149} = 1,29 \text{ МПа.}$$

Гідростатичний тиск води в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.1), приймаючи густину води рівною  $\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ , а загальну висоту стовпа води в апараті – рівною висоті циліндричної обичайки з урахуванням висоти двох еліптичних днищ зі штуцерами

$$\begin{aligned} H_e &= l_{ц} + 2 (h_1 + H + h_{ци}) = 27390 + 2 (25 + 300 + 200) = \\ &= 28440 \text{ мм} (28,44 \text{ м}); \end{aligned}$$

$$P_{2 \text{ води}} = \rho_e \cdot g \cdot H_e \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 28,44 \cdot 10^{-6} = 0,279 \text{ МПа.}$$

Враховуючи, що гідростатичний тиск води в апараті

$$P_{2 \text{ води}} = 0,279 > 0,05 P_{пр} = 0,05 \cdot 1,29 = 0,065 \text{ МПа}$$

складає понад 5 % від пробного, розрахунковий тиск в умовах випробувань  $P_e$  приймаємо рівним пробному з урахуванням гідростатичного тиску води

$$P_e = P_{пр} + P_{2 \text{ води}} = 1,29 + 0,279 = 1,569 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо необхідність розрахунку на міцність в умовах випробувань

$$P_e = 1,569 > 1,35 P \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,35 \cdot 1,0 \cdot \frac{154}{149} = 1,4 \text{ МПа.}$$

Розрахунковий тиск в умовах випробувань більше розрахункового тиску в робочих умовах, помноженого на  $1,35 [\sigma]_{20} / [\sigma]$ , тому розрахунок на міцність необхідно проводити не тільки для робочих умов, але і для умов випробувань.

Допустиму напружину в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.9). Згідно з таблицею Б.6 додатку Б визначаємо границю текучості для сталі марки Ст3сп5 при температурі випробувань  $t_g = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   $R_e^{20} = 250 \text{ МПа}$ . Коефіцієнт запасу міцності при гідравлічних випробуваннях визначаємо згідно з таблицею 3.1,  $n_T = 1,1$ .

$$[\sigma]_g = \frac{R_e^{20}}{n_T} = \frac{250}{1,1} = 227 \text{ МПа.}$$

Розрахункову товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.13):

– для робочих умов

$$S'_p = \frac{P \cdot D}{2 [\sigma] \cdot \varphi_p - P} = \frac{1,0 \cdot 1200}{2 \cdot 149 \cdot 0,9 - 1,0} = 4,49 \text{ мм};$$

– для умов випробувань

$$S''_p = \frac{P_g \cdot D}{2 [\sigma]_g \cdot \varphi_p - P_g} = \frac{1,569 \cdot 1200}{2 \cdot 227 \cdot 0,9 - 1,569} = 4,63 \text{ мм.}$$

З урахуванням добавки для компенсації корозії та ерозії товщина стінки обичайки по більшому з отриманих значень розрахункової товщини стінки обичайки складає

$$S \geq S''_p + C_1 = 4,63 + 1,0 = 5,63 \text{ мм.}$$

Добавку для компенсації мінусового допуску для товщини сталевого листа 8 мм згідно з таблицею 3.4 приймаємо рівною  $C_2 = 0,8 \text{ мм}$ .

Сума добавок до розрахункової товщини стінки обичайки дорівнює

$$C = C_1 + C_2 = 1 + 0,8 = 1,8 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки визначаємо за формулою (3.14) по більшому із значень розрахункової товщини стінки в робочих умовах та в умовах випробувань

$$S \geq S''_p + C = 4,63 + 1,8 = 6,43 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки рівною

$$S = 8 \text{ мм.}$$

Допустимий тиск для прийнятого значення виконавчої товщини стінки обичайки розраховуємо за формулою (3.15):

– для робочих умов

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot 0,9 \cdot (8 - 1,8)}{1200 + (8 - 1,8)} = 1,37 \text{ МПа};$$

– для умов випробувань

$$[P]_в = \frac{2[\sigma]_в \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 227 \cdot 0,9 \cdot (8 - 1,8)}{1200 + (8 - 1,8)} = 2,1 \text{ МПа.}$$

Умови міцності:

– для робочих умов

$$P = 1,0 < [P] = 1,37 \text{ МПа};$$

– для умов випробувань

$$P_в = 1,569 < [P]_в = 2,1 \text{ МПа}$$

виконуються.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S - C}{D} = \frac{8 - 1,8}{1200} = 0,005 < 0,1$$

виконується.

Для колони, установлені на відкритому майданчику зі співвідношенням  $H_k/D = 30000/1200 = 25 > 10$ , необхідно враховувати вітрове навантаження.

Маса колони при виконавчій товщині стінки обичайки, яка дорівнює  $S = 8$  мм, складає:

– в робочих умовах 14675 кг;

– в умовах випробувань 43420 кг.

У результаті розрахунку колони на вітрове навантаження (у даному прикладі не приводиться) визначені згинальні моменти в перерізі Z-Z, які складають:

– в робочих умовах  $7,38 \cdot 10^8$  Н·мм;

– в умовах випробувань  $7,50 \cdot 10^8$  Н·мм.



Обичайка вертикального колонного аппарата крім внутрішнього надлишкового тиску навантажена осьовим стискальним зусиллям від власної ваги і згинальним моментом від дії вітрового навантаження.

Перевірку стійкості обичайки, яка працює під спільною дією кількох видів навантажень, проводимо за формулою (3.24), у якій приймаємо  $P=0$ , тому що діє тільки внутрішній надлишковий тиск, і поперечне зусилля  $Q=0$ . Значення осьового стискального зусилля  $F$  в перерізі Z-Z приймаємо рівним вазі колони в робочих умовах, тобто

$$F = m \cdot g = 14675 \cdot 9,81 = 144006 \text{ Н},$$

де  $m$  – маса апарата в робочих умовах, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ .

Проводимо перевірку стійкості корпусу колонного апарата для робочих умов і умов випробувань.

Визначаємо допустимі осьове стискальне зусилля та згинальний момент для робочих умов і умов випробувань.

Модуль подовжньої пружності для сталі марки Ст3сп5 в робочих умовах (при температурі  $t=100$  °С) згідно з таблицею 3.8 складає

$$E = 1,91 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови місцевої стійкості у границях пружності визначаємо за формулою (3.28)

$$\begin{aligned} [F]_{E1} &= \frac{310 \cdot 10^{-6} D^2 \cdot E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1200^2 \cdot 1,91 \cdot 10^5}{2,4} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (8-1,8)}{1200} \right]^{2,5} = 6,82 \cdot 10^6 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Наведену розрахункову довжину корпусу колонного апарата приймаємо згідно з таблицею 3.9

$$l_{np} = 2,0 l = 2,0 H_k = 2 \cdot 30000 = 6 \cdot 10^4 \text{ мм}.$$

Гнучкість обичайки визначаємо за формулою (3.30)

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + (S - C)} = \frac{2,83 \cdot 6 \cdot 10^4}{1200 + (8 - 1,8)} = 140,8.$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови місцевої стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.29)

$$\begin{aligned}
 [F]_{E2} &= \frac{\pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot E \cdot (\pi/\lambda)^2}{n_y} = \\
 &= \frac{3,14 \cdot (1200 + 8 - 1,8) \cdot (8 - 1,8) \cdot 1,91 \cdot 10^5 \cdot (3,14/140,8)^2}{2,4} = 9,31 \cdot 10^5 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови стійкості у границях пружності при  $l/D > 10$  визначаємо за формулою (3.27)

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \} = \min \{ 6,82 \cdot 10^6; 9,31 \cdot 10^5 \} = 9,31 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності визначаємо за формулою (3.26)

$$\begin{aligned}
 [F]_{II} &= \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma] = \\
 &= 3,14 \cdot (1200 + 8 - 1,8) \cdot (8 - 1,8) \cdot 149 = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля для робочих умов визначаємо за формулою (3.25)

$$[F] = \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[F]_{II}}{[F]_E} \right)^2}} = \frac{3,5 \cdot 10^6}{\sqrt{1 + \left( \frac{3,5 \cdot 10^6}{9,31 \cdot 10^5} \right)^2}} = 9,0 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Допустимий згинальний момент за умови міцності для робочих умов розраховуємо за формулою (3.32)

$$[M]_{II} = 0,25 D \cdot [F]_{II} = 0,25 \cdot 1200 \cdot 3,5 \cdot 10^6 = 1,05 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент за умови стійкості для робочих умов розраховуємо за формулою (3.33)

$$[M]_E = 0,285 D \cdot [F]_{E1} = 0,285 \cdot 1200 \cdot 6,82 \cdot 10^6 = 2,33 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент для робочих умов визначаємо за формулою (3.31)

$$[M] = \frac{[M]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[M]_{II}}{[M]_E} \right)^2}} = \frac{1,05 \cdot 10^9}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,05 \cdot 10^9}{2,33 \cdot 10^9} \right)^2}} = 9,57 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Перевіряємо стійкість обичайки, яка знаходиться під спільною дією осевого стискального зусилля та згинального моменту від вітрового навантаження, для робочих умов за формулою (3.24)

$$\frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} = \frac{144000}{9,0 \cdot 10^5} + \frac{7,38 \cdot 10^8}{9,57 \cdot 10^8} = 0,93 < 1,0.$$

Умова стійкості виконується.

Для умов випробувань при температурі  $t_g = 20$  °C модуль подовжньої пружності для сталі марки Ст3сп5 згідно з таблицею 3.8 складає  $E = 1,99 \cdot 10^5$  МПа.

Визначаємо допустиме стискальне зусилля за умови місцевої стійкості в границях пружності  $[F]_{E1}$  в умовах випробувань за формулою (3.28)

$$\begin{aligned} [F]_{E1} &= \frac{310 \cdot 10^{-6} D^2 \cdot E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1200^2 \cdot 1,99 \cdot 10^5}{1,8} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (8-1,8)}{1200} \right]^{2,5} = 9,47 \cdot 10^6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Визначаємо допустиме стискальне зусилля за умови загальної стійкості в границях пружності  $[F]_{E2}$  в умовах випробувань за формулою (3.29)

$$\begin{aligned} [F]_{E2} &= \frac{\pi \cdot (D+S-C) \cdot (S-C) \cdot E \cdot (\pi/\lambda)^2}{n_y} = \\ &= \frac{3,14 \cdot (1200+8-1,8) \cdot (8-1,8) \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot (3,14/140,8)^2}{1,8} = \\ &= 1,29 \cdot 10^6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Допустиме осеве стискальне зусилля за умови стійкості в границях пружності при  $l/D > 10$  в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.27)

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \} = \min \{ 9,47 \cdot 10^6; 1,29 \cdot 10^6 \} = 1,29 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустиме осеве стискальне зусилля за умови міцності в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.26)

$$[F]_{II} = \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma]_B = \\ = 3,14 \cdot (1200 + 8 - 1,8) \cdot (8 - 1,8) \cdot 227 = 5,33 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.25)

$$[F] = \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{II}}{[F]_E}\right)^2}} = \frac{5,33 \cdot 10^6}{\sqrt{1 + \left(\frac{5,33 \cdot 10^6}{1,29 \cdot 10^6}\right)^2}} = 1,26 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустимий згинальний момент за умови міцності в умовах випробувань розраховуємо за формулою (3.32)

$$[M]_{II} = 0,25 D \cdot [F]_{II} = 0,25 \cdot 1200 \cdot 5,33 \cdot 10^6 = 1,6 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент за умови стійкості в умовах випробувань розраховуємо за формулою (3.33)

$$[M]_E = 0,285 D \cdot [F]_{EI} = 0,285 \cdot 1200 \cdot 9,47 \cdot 10^6 = 3,23 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.31)

$$[M] = \frac{[M]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{II}}{[M]_E}\right)^2}} = \frac{1,6 \cdot 10^9}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,6 \cdot 10^9}{3,23 \cdot 10^9}\right)^2}} = 1,43 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Перевіримо стійкість обичайки, що працює під спільною дією осьового стискального зусилля та згинального моменту, для умов випробувань за формулою (3.24)

$$\frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} = \frac{144000}{1,26 \cdot 10^6} + \frac{7,5 \cdot 10^8}{1,43 \cdot 10^9} = 0,64 < 1,0.$$

Умова стійкості виконується.

### Приклад 3.9

Розрахувати товщину стінки циліндричної обичайки корпусу колонного апарата (рисунок 3.9), встановленого на відкритому майданчику і працюючого під вакуумом. Залишковий тиск в апараті  $P_{\text{зал}} = 0,01 \text{ МПа}$ ,

розрахункова температура стінки обичайки  $t = 100$  °С. Внутрішній діаметр апарата  $D = 1200$  мм, загальна висота колони  $H_{\kappa} = 30000$  мм, довжина циліндричної обичайки  $l_{\text{ц}} = 27350$  мм, висота циліндричної відбортовки еліптичного днища  $h_1 = 40$  мм. Виліти штуцерів прийняти рівними  $h_{\text{ви}} = 200$  мм. Матеріал корпусу колонного апарата – сталь марки Ст3сп5. Добавку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 1$  мм, коефіцієнт міцності зварних швів –  $\varphi = 0,9$ .

Розрахунковий зовнішній тиск в апараті визначаємо як різницю між атмосферним тиском  $P_a$  та залишковим тиском в апараті  $P_{\text{зал}}$

$$P = P_a - P_{\text{зал}} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа.}$$

При визначенні пробного тиску для колонного апарата, що працює під вакуумом, розрахунковий тиск у формулі (3.5) приймаємо рівним  $P = 0,1$  МПа. Згідно з таблицею Б.1 додатку Б визначаємо допустимі напружини для сталі марки Ст3сп5:

- при розрахунковій температурі  $t = 100$  °С  $[\sigma] = 149$  МПа;
- при температурі випробування  $t_g = 20$  °С  $[\sigma]_{20} = 154$  МПа.

Пробний тиск визначаємо за формулою (3.5)

$$P_{\text{пр}} = 1,25 P \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,25 \cdot 0,1 \cdot \frac{154}{149} = 0,13 \text{ МПа.}$$

Висоту опуклої частини еліптичного днища розраховуємо за формулою

$$H = 0,25 D = 0,25 \cdot 1200 = 300 \text{ мм.}$$

Гідростатичний тиск води в апараті визначаємо за формулою (3.1). Густина води складає  $\rho_g = 1000 \text{ кг/м}^3$ , загальна висота стовпа води в апараті дорівнює висоті циліндричної обичайки з урахуванням висоти двох еліптичних днищ зі штуцерами

$$\begin{aligned} H_g &= l_{\text{ц}} + 2(h_1 + H + h_{\text{ви}}) = 27350 + 2 \cdot (40 + 300 + 200) = \\ &= 28430 \text{ мм} (28,43 \text{ м}); \end{aligned}$$

$$P_{\text{г водви}} = \rho_g \cdot g \cdot H_g \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 28,43 \cdot 10^{-6} = 0,279 \text{ МПа.}$$

Гідростатичний тиск води в апараті

$$P_{\text{г води}} = 0,275 > 0,05 P_{\text{пр}} = 0,05 \cdot 0,13 = 0,0065 \text{ МПа}$$

складає понад 5 % від пробного, тому розрахунковий тиск в умовах випробувань  $P_e$  приймаємо рівним пробному з урахуванням гідростатичного тиску води

$$P_e = P_{np} + P_{\text{води}} = 0,13 + 0,279 = 0,409 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо умову необхідності розрахунку на міцність в умовах випробувань

$$P_e \leq 1,35 P \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]};$$

$$P_e = 0,409 > 1,35 \cdot 0,1 \cdot \frac{154}{149} = 0,139 \text{ МПа.}$$

Умова не виконується, отже потрібно провести розрахунок на міцність для робочих умов та умов випробувань.

За формулою (3.17) визначаємо коефіцієнт  $K_1$ , приймаючи коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов  $n_y = 2,4$ , а модуль подовжньої пружності матеріалу обичайки при розрахунковій температурі визначаємо за таблицею 3.8

$$K_1 = 0,36 \frac{n_y \cdot P}{E \cdot 10^{-6}} = 0,36 \cdot \frac{2,4 \cdot 0,09}{1,91 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6}} = 0,41.$$

Довжину прилеглого елемента  $l_3$  для опуклих днищ визначаємо за формулою (3.18)

$$l_3 = \frac{H}{3} = \frac{300}{3} = 100 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину циліндричної обичайки визначаємо за формулою

$$l = l_y + 2 h_1 + 2 l_3 = 27350 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 100 = 27630 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $K_3$  визначаємо за формулою (3.19)

$$K_3 = \frac{l}{D} = \frac{27630}{1200} = 23,03.$$

За номограмою на рисунку 3.7 визначаємо коефіцієнт  $K_2 = 0,8$ .

Розрахункову товщину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.16)

$$S_p = \max \left\{ K_2 \cdot D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 P \cdot D}{2 [\sigma]} \right\} =$$

$$= \max \left\{ 0,8 \cdot 1200 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,09 \cdot 1200}{2 \cdot 149} \right\} = \max \{9,6; 0,4\} = 9,6 \text{ мм.}$$

Згідно з таблицею Б.6 додатку Б визначаємо границю текучості матеріалу обичайки при температурі  $t = 20$  °С,  $R_e^{20} = 250$  МПа. Коефіцієнт запасу міцності при гідравлічних випробуваннях згідно з таблицею 3.1 дорівнює  $n_T = 1,1$ . Допустиму напружину в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.9)

$$[\sigma]_B = \frac{R_e^{20}}{n_T} = \frac{250}{1,1} = 227 \text{ МПа.}$$

Для умов випробувань розрахункову товщину стінки визначаємо за формулою (3.13)

$$S_p = \frac{P_6 \cdot D}{2 [\sigma]_B \cdot \varphi - P_6} = \frac{0,409 \cdot 1200}{2 \cdot 227 \cdot 0,9 - 0,409} = 1,2 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки обичайки без урахування добавки для компенсації мінусового допуску визначаємо за формулою (3.14) по більшому із значень  $S_p$  з урахуванням добавки на корозію та ерозію  $C_1$

$$S \geq S_p + C_1 = 9,6 + 1 = 10,6 \text{ мм.}$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки циліндричної обичайки з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2 = 0,8$  мм для листа товщиною 12 мм

$$S \geq S_p + C_1 + C_2 = 9,6 + 1 + 0,8 = 11,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки рівною  $S = 12$  мм.

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 12 мм

$$C_2 = 0,8 > 0,05S = 0,05 \cdot 12 = 0,6 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок складає

$$C = C_1 + C_2 = 1 + 0,8 = 1,8 \text{ мм.}$$

Визначаємо допустимий тиск за умови міцності  $[P]_{II}$  за формулою (3.21)

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot (12 - 1,8)}{1200 + (12 - 1,8)} = 2,51 \text{ МПа}.$$

Безрозмірний коефіцієнт  $B_I$  визначаємо за формулою (3.23)

$$B_I = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{1200}{27630} \sqrt{\frac{1200}{100(12 - 1,8)}} \right\} = \min \{1; 0,445\} = 0,445.$$

Допустимий тиск за умови стійкості в границях пружності  $[P]_E$  визначаємо за формулою (3.22)

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} D \cdot E}{n_y \cdot B_I \cdot l} \cdot \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5} =$$

$$= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1200 \cdot 1,91 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 0,445 \cdot 27630} \cdot \left[ \frac{100(12 - 1,8)}{1200} \right]^{2,5} = 0,108 \text{ МПа}.$$

Допустимий зовнішній тиск в робочих умовах визначаємо за формулою (3.20)

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{2,51}{\sqrt{1 + \left( \frac{2,51}{0,108} \right)^2}} = 0,107 \text{ МПа}.$$

Умова міцності в робочих умовах

$$P = 0,09 < [P] = 0,107 \text{ МПа}$$

виконується.

Для прийнятого значення виконавчої товщини стінки обичайки розрахуємо допустимий внутрішній тиск в умовах випробувань за формулою (3.15)

$$[P]_{\text{в}} = \frac{2[\sigma]_{\text{в}} \cdot \varphi_p \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 227 \cdot 0,9 \cdot (12 - 1,8)}{1200 + (12 - 1,8)} = 3,44 \text{ МПа}.$$

Умова міцності в умовах випробувань



$$P = 0,409 < [P] = 3,44 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S - C}{D} = \frac{12 - 1,8}{1200} = 0,0085 < 0,1$$

виконується.

Для колонного апарата, встановленого на відкритому майданчику, із співвідношенням  $H_K/D > 10$  необхідно враховувати вітрове навантаження.

Маса колони при товщині стінки обичайки, що дорівнює  $S = 12 \text{ мм}$  :

- у робочих умовах 18070 кг;
- в умовах випробувань 46820 кг.

В результаті розрахунку колони на вітрове навантаження (у даному прикладі не приводиться) визначені згинальні моменти в перерізі Z-Z, які складають:

- в робочих умовах  $7,45 \cdot 10^8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ ;
- в умовах випробувань  $7,52 \cdot 10^8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ .

Перевірку стійкості обичайки, яка працює під дією зовнішнього тиску, осьового стискального зусилля та згинального моменту проводимо за формулою (3.24), в якій приймаємо поперечне зусилля рівним  $Q=0$ . Осьове стискальне зусилля  $F$  в перерізі Z-Z приймаємо рівним вазі колони в робочих умовах, тобто

$$F = m \cdot g = 18070 \cdot 9,81 = 177000 \text{ Н},$$

де  $m$  – маса апарата в робочих умовах, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Проводимо перевірку стійкості корпусу колонного апарата для робочих умов і умов випробувань.

Визначаємо допустимі осьове стискальне зусилля та згинальний момент для робочих умов.

Модуль подовжньої пружності для сталі марки Ст3сп5 для робочих умов (при температурі  $t=100 \text{ }^\circ\text{C}$ ) визначаємо згідно з таблицею 3.8,  $E = 1,91 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Допустиме осьове стискальне зусилля визначаємо за умови місцевої стійкості в границях пружності за формулою (3.28)

$$\begin{aligned}
 [F]_{E1} &= \frac{310 \cdot 10^{-6} D^2 \cdot E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\
 &= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1200^2 \cdot 1,91 \cdot 10^5}{2,4} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (12-1,8)}{1200} \right]^{2,5} = 2,37 \cdot 10^7 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Наведено розрахункову довжину визначаємо згідно з таблицею 3.9

$$l_{np} = 2,0 l = 2 H_{\kappa} = 2 \cdot 30000 = 6 \cdot 10^4 \text{ мм.}$$

Гнучкість обичайки визначаємо за формулою (3.30)

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + (S - C)} = \frac{2,83 \cdot 6 \cdot 10^4}{1200 + (12 - 1,8)} = 140,3.$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови загальної стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.29)

$$\begin{aligned}
 [F]_{E2} &= \frac{\pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot E \cdot (\pi / \lambda)^2}{n_y} = \\
 &= \frac{3,14 \cdot (1200 + 12 - 1,8) \cdot (12 - 1,8) \cdot 1,91 \cdot 10^5 \cdot (3,14 / 140,3)^2}{2,4} = \\
 &= 1,55 \cdot 10^6 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.27)

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \} = \min \{ 2,37 \cdot 10^7; 1,55 \cdot 10^6 \} = 1,55 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності визначимо за формулою (3.26)

$$\begin{aligned}
 [F]_{\Pi} &= \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma] = \\
 &= 3,14 \cdot (1200 + 12 - 1,8) \cdot (12 - 1,8) \cdot 149 = 5,78 \cdot 10^6 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля в робочих умовах визначаємо за формулою (3.25)

$$[F] = \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{II}}{[F]_E}\right)^2}} = \frac{5,78 \cdot 10^6}{\sqrt{1 + \left(\frac{5,78 \cdot 10^6}{1,55 \cdot 10^6}\right)^2}} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустимий згинальний момент за умови міцності розраховуємо за формулою (3.32)

$$[M]_{II} = 0,25 D \cdot [F]_{II} = 0,25 \cdot 1200 \cdot 5,78 \cdot 10^6 = 1,73 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент за умови стійкості в границях пружності розраховуємо за формулою (3.33)

$$[M]_E = 0,285 D \cdot [F]_{EI} = 0,285 \cdot 1200 \cdot 2,37 \cdot 10^7 = 8,09 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент в робочих умовах визначаємо за формулою (3.31)

$$[M] = \frac{[M]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{II}}{[M]_E}\right)^2}} = \frac{1,73 \cdot 10^9}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,73 \cdot 10^9}{8,09 \cdot 10^9}\right)^2}} = 1,7 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Перевіряємо стійкість обичайки, яка знаходиться під спільною дією зовнішнього тиску, осьового стискального зусилля від власної ваги та згинального моменту від вітрового навантаження, для робочих умов за формулою (3.24)

$$\frac{P}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} = \frac{0,09}{0,107} + \frac{177000}{1,5 \cdot 10^6} + \frac{7,45 \cdot 10^8}{1,7 \cdot 10^9} = 1,4 > 1,0.$$

Умова стійкості не виконується, тому необхідно збільшити товщину стінки обичайки до наступної стандартної товщини листа і розрахунки повторити до виконання умови стійкості, після чого перевірити умову стійкості в умовах випробувань.

### 3.2.6 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, що працюють під внутрішнім надлишковим тиском

Розрахункова схема циліндричної обичайки, підкріпленої кільцями жорсткості, представлена на рисунку 3.5.

Необхідність установки кілець жорсткості в апараті, що працює під внутрішнім надлишковим тиском, визначають у такий спосіб. При за-

даних розрахунковому тиску  $P$  і товщини стінки обичайки  $S$  розраховують коефіцієнт  $K_4$  за формулою

$$K_4 = \frac{P \cdot (D + S - C)}{2 \varphi_p \cdot [\sigma] \cdot (S - C)} - 1. \quad (3.37)$$

Якщо  $K_4 \leq 0$ , зміцнення кільцями жорсткості не потрібно.

Якщо коефіцієнт  $K_4$  знаходиться в діапазоні

$$0 \leq K_4 \leq 2 \varphi_T / \varphi_p - 1,$$

відстань  $b$ , мм, між двома суміжними кільцями жорсткості необхідно визначати за формулою

$$b \leq \sqrt{D \cdot (S - C) \cdot \left[ \frac{2}{K_4} - \frac{\varphi_p}{\varphi_T} \cdot \left( 1 + \frac{1}{K_4} \right) \right]}, \quad (3.38)$$

де  $\varphi_T$  – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва.

Необхідну площу поперечного перерізу кільця жорсткості  $A_k$ , мм<sup>2</sup>, визначають за формулою

$$A_k \geq l_l \cdot (S - C) \frac{[\sigma] \cdot \varphi_p}{[\sigma]_k \cdot \varphi_k} \cdot K_4, \quad (3.39)$$

де  $l_l$  – відстань між двома суміжними кільцями жорсткості по осям, які проходять через центр ваги їхніх поперечних перерізів, мм;

$[\sigma]_k$  – допустима напружина для матеріалу кільця жорсткості при розрахунковій температурі, МПа;

$\varphi_k$  – коефіцієнт міцності зварних швів кільця жорсткості.

Якщо коефіцієнт

$$K_4 \geq 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1,$$

товщину стінки обичайки необхідно збільшити до величини, при якій виконується умова

$$0 < K_4 < 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1. \quad (3.40)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск необхідно визначати за умови

$$[P] = \min \{ [P]_1; [P]_2 \}, \quad (3.41)$$

де  $[P]_I$  – допустимий внутрішній надлишковий тиск, який визначається за умови міцності всієї обичайки, МПа;

$[P]_2$  – допустимий внутрішній надлишковий тиск, який визначається за умови міцності обичайки між двома суміжними кільцями, МПа.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск, який визначається за умови міцності всієї обичайки, розраховують за формулою

$$[P]_I = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p (S - C) + 2 \frac{A_k}{l_I} \cdot [\sigma]_k \cdot \varphi_k}{D + (S - C)}. \quad (3.42)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск, який визначається за умови міцності обичайки між двома суміжними кільцями жорсткості, розраховують за формулою

$$[P]_2 = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_T \cdot (S - C)}{D + (S - C)} \cdot \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\varphi_T \cdot \lambda_n^2}{\varphi_p}}, \quad (3.43)$$

де

$$\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D \cdot (S - C)}. \quad (3.44)$$

### 3.2.7 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, що працюють під зовнішнім тиском (вакуумом)

Рекомендований профіль кілець жорсткості та максимальна відстань між ними для апаратів, що працюють під вакуумом, наведені в таблиці 3.10.

Для визначення товщини стінки обичайки  $S$  або відстані між кільцями жорсткості  $b$  при заданому тиску  $P$  використовують номограму, яка наведена на рисунку 3.7, при цьому приймають  $l = b$ .

Площу поперечного перерізу кільця жорсткості рекомендується приймати відповідно до таблиці 3.10 при виконанні умови

$$I \geq I_p, \quad (3.45)$$

де  $I$  – ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості, мм<sup>4</sup>;

$I_p$  – розрахунковий ефективний момент інерції кільця жорсткості, мм<sup>4</sup>.

Ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості визначають за формулою

$$I = I_k + \frac{l_I \cdot (S - C)^3}{10,9} + e^2 \cdot \frac{A_k \cdot l_e \cdot (S - C)}{A_k + l_e \cdot (S - C)}, \quad (3.46)$$

де  $I_k$  – момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості відносно осі, яка проходить через центр його ваги (відносно осі X-X відповідно до рисунка 3.5), мм<sup>4</sup>;

$l_I$  – відстань між двома суміжними кільцями жорсткості по осям, що проходять через центри ваги їх поперечних перерізів, мм;

$e$  – відстань між центром ваги поперечного перерізу кільця жорсткості та серединною поверхнею обичайки, мм;

$A_k$  – площа поперечного перерізу кільця жорсткості, мм<sup>2</sup>;

$l_e$  – ефективна довжина стінки обичайки, мм.

Момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості прямокутної форми визначається за формулою

$$I_k = \frac{t \cdot h^3}{12}, \quad (3.47)$$

де  $t$  – ширина поперечного перерізу кільця жорсткості, мм;

$h$  – висота поперечного перерізу кільця жорсткості, мм.

Ефективну довжину стінки обичайки визначають за формулою

$$l_e = \min \left\{ l_I; t + 1,1 \sqrt{D \cdot (S - C)} \right\}. \quad (3.48)$$

Розрахунковий ефективний момент інерції кільця жорсткості визначають за формулою

$$I_p = \frac{0,1P \cdot D^3 \cdot l_I \cdot n_y}{E \cdot 2,4} \cdot K_5, \quad (3.49)$$

де  $K_5$  – безрозмірний коефіцієнт, який визначають за графіком, наведеному на рисунку 3.10.

Для визначення коефіцієнта  $K_5$  необхідно розрахувати відношення  $K_1/K_2$  і  $l/D$ . Коефіцієнт  $K_1$  визначають за формулою (3.17), а коефіцієнт  $K_2$  – за формулою

$$K_2 = 100(S - C)/D. \quad (3.50)$$

Розрахункове значення довжини гладкої обичайки  $l = b$ .

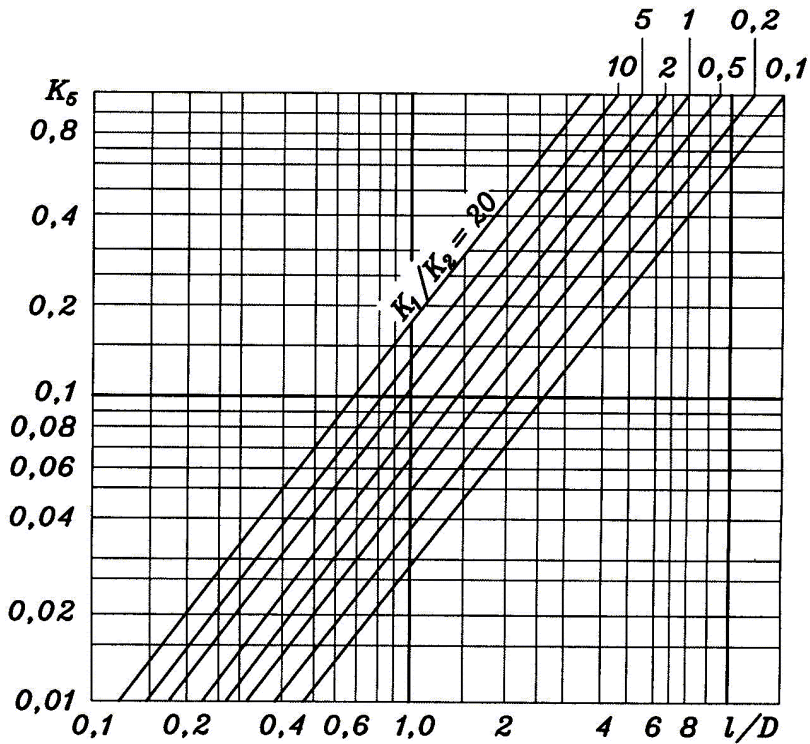


Рисунок 3.10 – Графік для визначення коефіцієнта  $K_5$

Допустимий зовнішній тиск визначають за умови

$$[P] = \min\{[P]_1; [P]_2\}, \quad (3.51)$$

- де  $[P]_1$  – допустимий зовнішній тиск, який визначають за умови стійкості всієї обичайки з кільцями жорсткості, МПа;  
 $[P]_2$  – допустимий зовнішній тиск, який визначають за умови стійкості обичайки між двома суміжними кільцями жорсткості, МПа.

Таблиця 3.10 – Рекомендований профіль кілець жорсткості та максимальна відстань між ними для апаратів, що працюють під вакуумом

В міліметрах

Висота апарата	Відстань/ профіль кілець	Внутрішній діаметр апарата													
		1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600
10000	$l_{max}$	2800		1600		2500									
	$t \times h$	8 × 40		10 × 60											
15000	$l_{max}$	1900		1500		2500		3500		4800		6000			
	$t \times h$	8 × 50		10 × 60		12 × 70		14 × 80		16 × 90		18 × 100			
20000	$l_{max}$			1200		2000		3000		4400		5000		6000	
	$t \times h$			12 × 70		14 × 80		18 × 100			18 × 110		20 × 110	20 × 120	
30000	$l_{max}$							1400	2400	3500			4600		5400
	$t \times h$							18 × 110	20 × 110		20 × 120		20 × 130		20 × 140
40000	$l_{max}$									2600		3800		4900	
	$t \times h$									20 × 140		25 × 150		28 × 160	



Допустимий зовнішній тиск, який визначається за умови стійкості всієї обичайки, необхідно розраховувати за формулою

$$[P]_I = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{II}}{[P]_{IE}}\right)^2}}, \quad (3.52)$$

де  $[P]_{II}$  – допустимий зовнішній тиск за умови міцності всієї обичайки з кільцями жорсткості, МПа, при  $\varphi_k = \varphi_p = 1,0$ ;

$[P]_{IE}$  – допустимий зовнішній тиск за умови стійкості всієї обичайки в границях пружності, МПа.

Допустимий зовнішній тиск, який визначається за умови міцності всієї обичайки, необхідно розраховувати при значеннях коефіцієнтів  $\varphi_k = \varphi_p = 1,0$  за формулою

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C) + 2 \frac{A_k}{l_I} \cdot [\sigma]_k \cdot \varphi_k}{D + (S - C)}, \quad (3.53)$$

де  $[\sigma]_k$  – допустима напружина матеріалу кільця жорсткості при розрахунковій температурі, МПа;

$\varphi_k$  – коефіцієнт міцності зварних швів кільця жорсткості.

Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості всієї обичайки в границях пружності

$$[P]_{IE} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E \cdot D}{k \cdot n_y \cdot B_2 \cdot L} \cdot \left[ \frac{100 k \cdot (S - C)}{D} \right]^{2,5}, \quad (3.54)$$

де  $k$  – коефіцієнт жорсткості обичайки, підкріпленої кільцями жорсткості;

$B_2$  – безрозмірний коефіцієнт;

$L$  – розрахункова довжина циліндричної обичайки, підкріпленої кільцями жорсткості, мм.

Коефіцієнт  $k$  визначають за формулою

$$k = \sqrt{\frac{10,9 \cdot I}{l_I \cdot (S - C)^3}}. \quad (3.55)$$

Коефіцієнт  $B_2$  визначають за формулою

$$B_2 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{D}{L} \cdot \sqrt{\frac{D}{100 k \cdot (S - C)}} \right\}. \quad (3.56)$$

Розрахункову довжина циліндричної обичайки, підкріпленої кільцями жорсткості, визначають як суму довжин циліндричної обичайки  $l_4$  та прилеглих елементів  $l_3$ .

Допустимий зовнішній тиск  $[P]_2$  визначають за формулою (3.20) при розрахунковій довжині обичайки, яка розраховується за формулою

$$l = \max \{ b; l_2 - 0,5 t \}, \quad (3.57)$$

де  $b$  – відстань між двома суміжними кільцями жорсткості, мм;

$l_2$  – розрахункова відстань між ефективним елементом жорсткості і віссю, що проходить через центр ваги суміжного з ним кільця жорсткості, мм;

$t$  – ширина поперечного перерізу кільця жорсткості в місці його приварки до обичайки, мм.

Ефективними елементами жорсткості є приварені до обичайки днища, перегородки, фланці тощо.

Розрахункову відстань  $l_2$  визначають у такий спосіб:

– для фланців, плоских днищ і жорстких перегородок

$$l_2 = l_4;$$

– для відбортованих днищ

$$l_2 = l_4 + h_1 + l_3;$$

– для невідбортованих днищ

$$l_2 = l_4 + l_3,$$

де  $l_4$  – відстань між елементом жорсткості та віссю, що проходить через центр ваги суміжного з ним кільця жорсткості, мм;

$h_1$  – довжина циліндричної частини відбортованого днища, мм.

### **Приклад 3.10**

*Визначити розміри кілець жорсткості, які підкріплюють циліндричну обичайку корпусу вертикального апарата з еліптичними днищами,*

і відстань між ними (рисунок 3.11). Залишковий тиск в апараті  $P_{зал} = 0,01 \text{ МПа}$ . Внутрішній діаметр апарата  $D=1200 \text{ мм}$ , розрахункова температура стінки апарата  $t=100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Висота апарата  $H_k = 15000 \text{ мм}$ , довжина циліндричної обичайки  $l_{ц} = 12390 \text{ мм}$ , товщина стінки обичайки  $S=8 \text{ мм}$ , висота відбортовки еліптичного днища  $h_1 = 25 \text{ мм}$ , виліти штуцерів  $h_{ш} = 200 \text{ мм}$ . Матеріал корпусу – сталь марки СтЗсп5. Додатку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 2 \text{ мм}$ , коефіцієнт міцності зварних з'єднань –  $\varphi_p = 0,9$ .

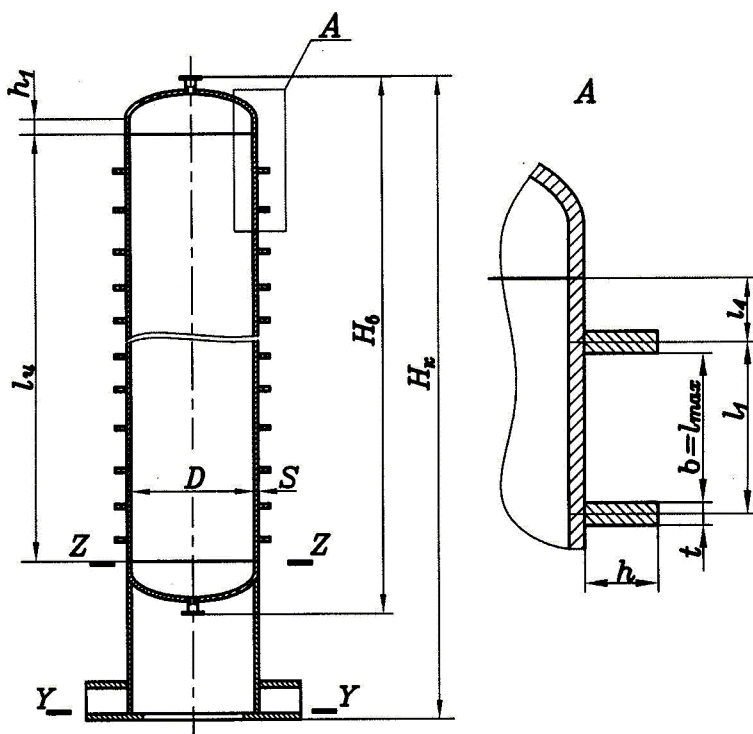


Рисунок 3.11 – Розрахункова схема колонного апарата з кільцями жорсткості

Розрахунковий зовнішній тиск в апараті визначаємо як різницю між атмосферним та залишковим тиском

$$P = P_{am} - P_{зал} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа.}$$

За таблицею 3.10 визначаємо рекомендований профіль кільця жорсткості та максимальну відстань між ними:

$$t \times h = 8 \times 50 \text{ мм; } l_{max} = b = 1900 \text{ мм.}$$

Відстань між двома суміжними кільцями жорсткості по осям, що проходять через центри ваги їхніх поперечних перерізів, визначаємо за формулою

$$l_1 = b + t = 1900 + 8 = 1908 \text{ мм.}$$

Момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості прямокутної форми визначаємо за формулою (3.47)

$$I_k = \frac{t \cdot h^3}{12} = \frac{8 \cdot 50^3}{12} = 83330 \text{ мм}^4.$$

Ефективну довжину стінки обичайки визначаємо за формулою (3.48)

$$\begin{aligned} l_e &= \min \left\{ l_1; t + 1,1 \sqrt{D \cdot (S - C)} \right\} = \\ &= \min \left\{ 1908; 8 + 1,1 \sqrt{1200 \cdot (8 - 2,8)} \right\} = \min \{ 1908; 94,9 \} = \\ &= 94,9 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості визначаємо за формулою (3.46)

$$\begin{aligned} I &= I_k + \frac{l_1 \cdot (S - C)^3}{10,9} + e^2 \cdot \frac{A_k \cdot l_e \cdot (S - C)}{A_k + l_e \cdot (S - C)} = \\ &= 83330 + \frac{1908 \cdot (8 - 2,8)^3}{10,9} + 29^2 \cdot \frac{400 \cdot 94,9 \cdot (8 - 2,8)}{400 + 94,9 \cdot (8 - 2,8)} = 2,937 \cdot 10^5 \text{ мм}^4. \end{aligned}$$

Для визначення розрахункового ефективного моменту інерції  $I_p$  знаходимо значення коефіцієнта  $K_5$  за графіком, який наведено на рисунку 3.10. Для цього розраховуємо відношення

$$l/D = 1900/1200 = 1,583,$$

де  $l$  – розрахункова довжина гладкої циліндричної обичайки, мм.

$$l = b = 1900 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $K_1$  визначаємо за формулою (3.17)

$$K_1 = 0,36 \frac{n_y \cdot P}{E \cdot 10^{-6}} = 0,36 \cdot \frac{2,4 \cdot 0,09}{1,91 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6}} = 0,407.$$

Добавку для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 8 мм визначаємо за таблицею 3.4,  $C_2 = 0,8$  мм. Загальна добавка до розрахункової товщини складає

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $K_2$  визначаємо за формулою (3.50)

$$K_2 = \frac{100(S - C)}{D} = \frac{100 \cdot (8 - 2,8)}{1200} = 0,433.$$

За графіком на рисунку 3.10 при  $K_1/K_2 = 0,407/0,433 = 0,94$  і  $l/D = 1,583$  знаходимо коефіцієнт  $K_5 = 0,12$ .

Розрахунковий ефективний момент інерції циліндричної обичайки визначаємо за формулою (3.49)

$$I_p = \frac{0,1 P \cdot D^3 \cdot l_1}{E} \cdot \frac{n_y}{2,4} \cdot K_5 = \frac{0,1 \cdot 0,09 \cdot 1200^3 \cdot 1908}{1,91 \cdot 10^5} \cdot \frac{2,4}{2,4} \cdot 0,12 = 1,864 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Умова

$$I = 2,937 \cdot 10^5 > I_p = 1,864 \cdot 10^4 \text{ мм}^4$$

виконується.

Перевіряємо умову стійкості обичайки в робочих умовах по зовнішньому тиску та умови міцності обичайки в умовах випробувань по внутрішньому тиску.

Допустимий зовнішній тиск за умови міцності всієї обичайки визначаємо за формулою (3.53) при  $\varphi_p = \varphi_k = 1$

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C) + 2 \frac{A_k}{l_1} \cdot [\sigma]_k \cdot \varphi_k}{D + (S - C)} =$$

$$= \frac{2 \cdot 149 \cdot 1 \cdot (8 - 2,8) + 2 \cdot \frac{400}{1908} \cdot 149 \cdot 1}{1200 + (8 - 2,8)} = 1,338 \text{ МПа.}$$

Висоту опуклої частини еліптичного днища визначаємо за формулою

$$H = 0,25 D = 0,25 \cdot 1200 = 300 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину прилеглого елемента для опуклих днищ визначаємо за формулою (3.18)

$$l_3 = \frac{H}{3} = \frac{300}{3} = 100 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину циліндричної обичайки визначаємо за формулою

$$L = l_4 + 2(l_3 + h_1) = 12390 + 2 \cdot (100 + 25) = 12640 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт жорсткості обичайки, підкріпленої кільцями жорсткості, визначаємо за формулою (3.55)

$$k = \sqrt{\frac{10,9 \cdot I}{l_1 \cdot (S - C)^3}} = \sqrt{\frac{10,9 \cdot 2,937 \cdot 10^5}{1908 \cdot (8 - 2,8)^3}} = 3,455.$$

Коефіцієнт  $B_2$  визначаємо за формулою (3.56)

$$\begin{aligned} B_2 &= \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{L} \cdot \sqrt{\frac{D}{100 k \cdot (S - C)}} \right\} = \\ &= \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{1200}{12640} \cdot \sqrt{\frac{1200}{100 \cdot 3,455 \cdot (8 - 2,8)}} \right\} = \\ &= \min \{ 1,0; 0,733 \} = 0,733. \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості всієї обичайки з кільцями жорсткості в границях пружності визначаємо за формулою (3.54)

$$[P]_{IE} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E \cdot D}{k \cdot n_y \cdot B_2 \cdot L} \cdot \left[ \frac{100 k \cdot (S - C)}{D} \right]^{2,5} =$$

$$= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,91 \cdot 10^5 \cdot 1200}{3,455 \cdot 2,4 \cdot 0,733 \cdot 12640} \cdot \left[ \frac{100 \cdot 3,455 \cdot (8-2,8)}{1200} \right]^{2,5} = 0,17 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості всієї обичайки з кільцями жорсткості визначаємо за формулою (3.52)

$$[P]_I = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{I + \left( \frac{[P]_{III}}{[P]_{IE}} \right)^2}} = \frac{1,338}{\sqrt{I + \left( \frac{1,338}{0,17} \right)^2}} = 0,169 \text{ МПа.}$$

Відстань між елементом жорсткості і віссю, що проходить через центр ваги суміжного з ним кільця жорсткості при наявності семи кілець жорсткості, визначаємо за формулою

$$l_4 = 0,5(l_u - 6 l_1) = 0,5(12390 - 6 \cdot 1908) = 471 \text{ мм.}$$

Розрахункову відстань  $l_2$  визначаємо за формулою

$$l_2 = l_4 + h_1 + l_3 = 471 + 25 + 100 = 596 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину обичайки визначаємо за формулою (3.57)

$$l = \max\{b; l_2 - 0,5 t\} = \max\{1900; 596 - 0,5 \cdot 8\} = 1900 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $B_1$  визначаємо за формулою (3.23)

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(S-C)}} \right\} = \\ = \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{1200}{1900} \cdot \sqrt{\frac{1200}{100 \cdot (8-2,8)}} \right\} = \min\{1,0; 9,07\} = 1,0.$$

Для визначення допустимого зовнішнього тиску  $[P]_2$  розраховуємо допустимий зовнішній тиск за умови міцності  $[P]_{II}$  за формулою (3.23)

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S-C)}{D+(S-C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot (8-2,8)}{1200+(8-2,8)} = 1,286 \text{ МПа,}$$

а допустимий зовнішній тиск за умови стійкості в границях пружності  $[P]_E$  – за формулою (3.22)

$$\begin{aligned} [P]_E &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} D \cdot E}{n_y \cdot B_1 \cdot l} \cdot \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,91 \cdot 10^5 \cdot 1200}{2,4 \cdot 1,0 \cdot 1900} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (8-2,8)}{1200} \right]^{2,5} = 0,129 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск, який визначається за умови стійкості обичайки між двома суміжними кільцями жорсткості, розраховуємо за формулою (3.20)

$$[P]_2 = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{1,286}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,286}{0,129} \right)^2}} = 0,129 \text{ МПа}.$$

Допустимий зовнішній тиск визначаємо за формулою (3.51)

$$[P] = \min\{[P]_1; [P]_2\} = \min\{0,169; 0,129\} = 0,129 \text{ МПа}.$$

Умова міцності

$$P = 0,09 < [P] = 0,129 \text{ МПа}$$

виконується.

За таблицею Б.1 додатку Б визначаємо допустимі напружини для сталі марки СтЗсп5 при розрахунковій температурі стінки  $t = 100^\circ\text{C}$ ,  $[\sigma] = 149 \text{ МПа}$  і при температурі випробувань  $t_g = 20^\circ\text{C}$ ,  $[\sigma]_{20} = 154 \text{ МПа}$ .

Пробний тиск для апарата, який працює під вакуумом, визначаємо за формулою (3.5), приймаючи розрахунковий тиск рівним  $P = 0,1 \text{ МПа}$

$$P_{np} = 1,25 P \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,25 \cdot 0,1 \cdot \frac{154}{149} = 0,13 \text{ МПа}.$$

Загальна висота стовпа рідини в апараті дорівнює висоті циліндричної обичайки з урахуванням висоти двох еліптичних днищ

$$H_g = l_y + 2(H + h_1 + h_{ум}) = 12390 + 2 \cdot (300 + 25 + 200) = 13440 \text{ мм}.$$

Гідростатичний тиск води визначаємо за формулою (3.1), прийнявши густину води рівною  $\rho_g = 1000 \text{ кг/м}^3$



$$P_{2 \text{ води}} = \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot H_{\text{в}} \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 13,44 \cdot 10^{-6} = 0,132 \text{ МПа.}$$

$$P_{2 \text{ води}} = 0,132 > 0,05 P_{\text{пр}} = 0,05 \cdot 0,13 = 0,0065 \text{ МПа.}$$

Гідростатичний тиск води складає понад 5 % від пробного, тому розрахунковий тиск в умовах випробувань визначаємо з урахуванням гідростатичного тиску води за формулою (3.4)

$$P_{\text{в}} = P_{\text{пр}} + P_{2 \text{ води}} = 0,13 + 0,132 = 0,262 \text{ МПа.}$$

Перевіримо необхідність розрахунку на міцність в умовах випробувань

$$P_{\text{в}} = 0,262 > 1,35 P \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,35 \cdot 0,1 \cdot \frac{154}{149} = 0,139.$$

Розрахунковий тиск води в умовах випробувань більше розрахункового в робочих умовах, помноженого на  $1,35 [\sigma]_{20} / [\sigma]$ , тому розрахунок на міцність необхідно проводити як для робочих умов, так і для умов випробувань.

Виконуємо перевірений розрахунок на міцність для умов випробувань.

За таблицею Б.6 додатку Б визначаємо границю текучості матеріалу обичайки і кілець жорсткості при температурі 20 °С,  $R_e^{20} = 250 \text{ МПа}$ . Коефіцієнт запасу міцності при гідравлічних випробуваннях приймаємо за таблицею 3.1 рівним  $n_T = 1,1$ . Допустиму напружину в умовах випробувань визначаємо за формулою (3.9)

$$[\sigma]_{\text{в}} = [\sigma]_{\text{к}} = \frac{R_e^{20}}{n_T} = \frac{250}{1,1} = 227 \text{ МПа.}$$

Допустимий тиск  $[P]_I$  за умови міцності всієї обичайки розраховуємо за формулою (3.42)

$$\begin{aligned} [P]_I &= \frac{2 [\sigma]_{\text{в}} \cdot \varphi_p \cdot (S - C) + 2 \frac{A_{\text{к}}}{l_I} \cdot [\sigma]_{\text{к}} \cdot \varphi_{\text{к}}}{D + (S - C)} = \\ &= \frac{2 \cdot 227 \cdot 1 \cdot (8 - 2,8) + 2 \cdot \frac{400}{1908} \cdot 227 \cdot 1}{1200 + (8 - 2,8)} = 1,83 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Параметр  $\lambda_n$  визначаємо за формулою (3.44)

$$\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D \cdot (S - C)} = \frac{1900^2}{1200 \cdot (8 - 2,8)} = 578,5.$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск за умови міцності обичайки між двома суміжними кільцями жорсткості визначаємо за фор-мулою (3.43)

$$\begin{aligned} [P]_2 &= \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_T \cdot (S - C)}{D + (S - C)} \cdot \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\varphi_T \cdot \lambda_n^2}{\varphi_p}} = \\ &= \frac{2 \cdot 227 \cdot 0,9 \cdot (8 - 2,8)}{1200 + (8 - 2,8)} \cdot \frac{2 + 578,5}{1 + \frac{0,9 \cdot 578,5}{0,9}} = 1,76 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначаємо за формулою (3.41)

$$[P] = \min \{1,83; 1,76\} = 1,76 \text{ МПа}.$$

Умова міцності

$$P = 0,262 < [P] = 1,76 \text{ МПа}$$

виконується.

### 3.2.8 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, що працюють під спільною дією навантажень кількох видів

Товщину стінки циліндричної обичайки, розміри поперечного перерізу кілець жорсткості та відстань між ними попередньо необхідно визначати за пунктами 3.2.6 і 3.2.7. Після цього проводять перевірний розрахунок за формулою (3.24). При цьому допустимий зовнішній тиск необхідно визначати за формулою (3.51).

Допустимі навантаження необхідно розраховувати за формулами (3.25, 3.31, 3.34) при розрахунковій довжині гладкої циліндричної обичайки  $l$ , яка дорівнює відстані між двома суміжними кільцями жорсткості  $b$ . При визначенні наведеної розрахункової довжини  $l_{np}$  за таблицею 3.9 замість довжини  $l$  необхідно приймати розрахункову довжину циліндричної обичайки, підкріпленої кільцями жорсткості,  $L$ .

#### Приклад 3.11

Розрахувати на міцність та стійкість циліндричну обичайку кор-

пуса колонного апарата з кільцями жорсткості, встановленого на відкритому майданчику і працюючого під вакуумом, (рисунок 3.11). Залишковий тиск в апараті  $P_{\text{зал}} = 0,01 \text{ МПа}$ . Внутрішній діаметр апарата  $D = 1200 \text{ мм}$ , розрахункова температура стінки обичайки  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Висота апарата  $H_k = 15000 \text{ мм}$ . Довжина циліндричної обичайки  $l_{\text{ц}} = 12390 \text{ мм}$ , товщина стінки обичайки  $S = 8 \text{ мм}$ , висота відбортовки еліптичного днища  $h_1 = 25 \text{ мм}$ . Матеріал корпусу – сталь марки СтЗсп5. Додаток для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 2 \text{ мм}$ .

Розміри поперечного перерізу кільць жорсткості та відстань між ними визначені в прикладі 3.10.

Для колонного апарата, встановленого на відкритому майданчику, із співвідношенням  $H_k/D > 10$  необхідно враховувати вітрове навантаження.

Маса колонного апарата:

- в робочих умовах 7670 кг;
- в умовах випробувань 20600 кг.

В результаті розрахунку колонного апарата на вітрове навантаження визначені згинальні моменти в місці приєднання опорної обичайки до корпусу (переріз Z-Z на рисунку 3.11), які складають:

- в робочих умовах  $1,636 \cdot 10^8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ ;
- в умовах випробувань  $1,646 \cdot 10^8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ .

У даному прикладі обичайка, крім зовнішнього тиску, навантажена осьовим стискальним зусиллям від власної ваги та згинальним моментом від дії вітрового навантаження.

Осьове стискальне зусилля приймаємо рівним вазі колони в робочих умовах

$$F = m \cdot g = 7670 \cdot 9,81 = 75240 \text{ Н},$$

де  $m$  – маса апарата в робочих умовах, кг;  
 $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Модуль подовжньої пружності для сталі марки СтЗсп5 в робочих умовах (при температурі  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ) знаходимо за таблицею 3.8,

$$E = 1,91 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Додаток для компенсації мінусового допуску  $C_2$  для листа товщи-

ною 8 мм визначаємо за таблицею 3.4,  $C_2 = 0,8$  мм. Сума добавок до розрахункової товщини обичайки складає

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови місцевої стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.28)

$$\begin{aligned} [F]_{E1} &= \frac{310 \cdot 10^{-6} D^2 \cdot E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1200^2 \cdot 1,91 \cdot 10^5}{2,4} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (8 - 2,8)}{1200} \right]^{2,5} = 4,39 \cdot 10^6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Розрахункові довжини прилеглих елементів еліптичних днищ, які враховуються при визначенні розрахункової довжини циліндричної обичайки, укріпленої кільцями жорсткості, визначаємо за формулою

$$l_3 = \frac{H}{3} = \frac{0,25 D}{3} = \frac{0,25 \cdot 1200}{3} = 100 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину циліндричної обичайки, укріпленої кільцями жорсткості, визначаємо за формулою

$$L = l_u + 2(h_1 + l_3) = 12390 + 2 \cdot (25 + 100) = 12640 \text{ мм.}$$

Як розрахункову схему колонного апарата приймаємо вертикальний консольний пружно зацемлений стрижень. Наведена розрахункова довжина за таблицею 3.9 складає

$$l_{np} = 2 L = 2 \cdot 12640 = 25280 \text{ мм.}$$

Гнучкість обичайки визначаємо за формулою (3.30)

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + (S - C)} = \frac{2,83 \cdot 25280}{1200 + (8 - 2,8)} = 59,36.$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови загальної стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.29)

$$[F]_{E2} = \frac{\pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot E \cdot (\pi/\lambda)^2}{n_y} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot (1200 + 8 - 2,8) \cdot (8 - 2,8) \cdot 1,91 \cdot 10^5 \cdot (3,14/59,36)^2}{2,4} =$$

$$= 4,39 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови стійкості у границях пружності при

$$L/D = 12640/1200 = 10,53 > 10$$

визначаємо за формулою (3.27)

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \} = \min \{ 4,39 \cdot 10^6; 4,39 \cdot 10^6 \} = 4,39 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності визначаємо за формулою (3.26)

$$[F]_{II} = \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma] =$$

$$= 3,14 \cdot (1200 + 8 - 2,8) \cdot (8 - 2,8) \cdot 149 = 2,93 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля визначаємо за формулою (3.25)

$$[F] = \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[F]_{II}}{[F]_E} \right)^2}} = \frac{2,93 \cdot 10^6}{\sqrt{1 + \left( \frac{2,93 \cdot 10^6}{4,39 \cdot 10^6} \right)^2}} = 2,43 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустимий згинальний момент за умови міцності розраховуємо за формулою (3.32)

$$[M]_{II} = 0,25 D \cdot [F]_{II} = 0,25 \cdot 1200 \cdot 2,93 \cdot 10^6 = 8,8 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент за умови стійкості в границях пружності розраховуємо за формулою (3.33)

$$[M]_E = 0,285 D \cdot [F]_{E1} = 0,285 \cdot 1200 \cdot 4,39 \cdot 10^6 = 1,5 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент визначаємо за формулою (3.31)

$$[M] = \frac{[M]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{II}}{[M]_E}\right)^2}} = \frac{8,8 \cdot 10^8}{\sqrt{1 + \left(\frac{8,8 \cdot 10^8}{1,5 \cdot 10^9}\right)^2}} = 7,59 \cdot 10^8 \text{ Н.}$$

Перевіримо стійкість обичайки, що працює під спільною дією зовнішнього тиску (вакууму), осьового стискального зусилля та згинального моменту в робочих умовах, за формулою (3.24), в якій приймаємо поперечне зусилля  $Q=0$ , а допустимий зовнішній тиск визначаємо за формулою (3.51),  $[P]=0,129 \text{ МПа}$  (див. приклад 3.10)

$$\frac{P}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} = \frac{0,09}{0,129} + \frac{75240}{2,43 \cdot 10^6} + \frac{1,64 \cdot 10^8}{7,59 \cdot 10^8} = 0,946 < 1,0.$$

Умова стійкості обичайки в робочих умовах виконується.

Модуль подовжньої пружності сталі марки Ст3сп5 в умовах випробувань (при температурі  $t_u = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) знаходимо за таблицею 3.8,  $E = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови місцевої стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.28)

$$\begin{aligned} [F]_{EI} &= \frac{310 \cdot 10^{-6} D^2 \cdot E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1200^2 \cdot 1,99 \cdot 10^5}{1,8} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (8-2,8)}{1200} \right]^{2,5} = 6,1 \cdot 10^6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови загальної стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.29)

$$\begin{aligned} [F]_{E2} &= \frac{\pi \cdot (D+S-C) \cdot (S-C) \cdot E \cdot (\pi/\lambda)^2}{n_y} = \\ &= \frac{3,14 \cdot (1200+8-2,8) \cdot (8-2,8) \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot (3,14/59,36)^2}{1,8} = \\ &= 6,1 \cdot 10^6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови стійкості в границях пружності при  $l/D > 10$  визначаємо за формулою (3.27)

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \} = \min \{ 6,1 \cdot 10^6; 6,1 \cdot 10^6 \} = 6,1 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності визначаємо за формулою (3.26)

$$\begin{aligned} [F]_{II} &= \pi \cdot (D + S - C) \cdot (S - C) \cdot [\sigma] = \\ &= 3,14 \cdot (1200 + 8 - 2,8) \cdot (8 - 2,8) \cdot 227 = 4,47 \cdot 10^6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Допустиме осьове стискальне зусилля визначаємо за формулою (3.25)

$$[F] = \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[F]_{II}}{[F]_E} \right)^2}} = \frac{4,47 \cdot 10^6}{\sqrt{1 + \left( \frac{4,47 \cdot 10^6}{6,1 \cdot 10^6} \right)^2}} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Допустимий згинальний момент за умови міцності розраховуємо за формулою (3.32)

$$[M]_{II} = 0,25 D \cdot [F]_{II} = 0,25 \cdot 1200 \cdot 4,47 \cdot 10^6 = 1,34 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент за умови стійкості в границях пружності розраховуємо за формулою (3.33)

$$[M]_E = 0,285 D \cdot [F]_{E1} = 0,285 \cdot 1200 \cdot 6,1 \cdot 10^6 = 2,09 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустимий згинальний момент визначаємо за формулою (3.31)

$$[M] = \frac{[M]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[M]_{II}}{[M]_E} \right)^2}} = \frac{1,34 \cdot 10^9}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,34 \cdot 10^9}{2,09 \cdot 10^9} \right)^2}} = 1,13 \cdot 10^9 \text{ Н}.$$

Перевіримо стійкість обичайки, яка знаходиться під спільною дією осьового стискального зусилля і згинального моменту в умовах випробувань, за формулою (3.24)

$$\frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} = \frac{75240}{3,6 \cdot 10^6} + \frac{1,65 \cdot 10^8}{1,13 \cdot 10^9} = 0,16 < 1, 0.$$

Умова стійкості обичайки в умовах випробувань виконується.

## Питання для самоперевірки

- 1 Типові конструкції циліндричних обичайок корпусів апаратів.
- 2 Визначення розрахункової товщини стінки обичайки, яка навантажена внутрішнім надлишковим тиском.
- 3 Додатки до розрахункових товщин стінок елементів апаратів.
- 4 Особливості розрахунку обичайок із двошарових сталей.
- 5 Визначення розрахункової товщини стінки обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.
- 6 Особливості розрахунку обичайок, які працюють під дією навантажень кількох видів.
- 7 Конструкції обичайок з кільцями жорсткості.
- 8 Особливості розрахунку обичайок з кільцями жорсткості.

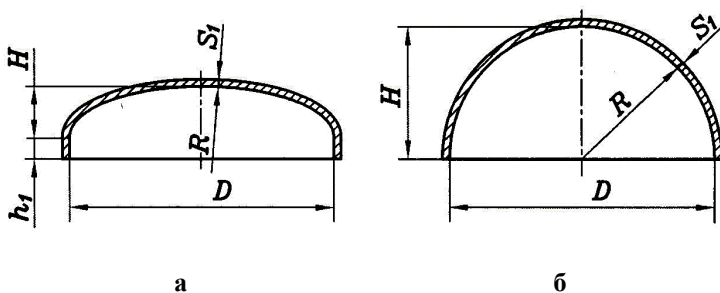
## 3.3 ДНИЩА ТА ПЕРЕХОДИ

### 3.3.1 Загальні положення

Циліндричні корпуси як горизонтальних, так і вертикальних апаратів з обох боків обмежуються днищами, які разом з обичайками є одними з основних елементів хімічних апаратів.

У хімічному машинобудуванні застосовуються еліптичні, напівсферичні, сферичні невідбортовані, конічні відбортовані, конічні невідбортовані, плоскі відбортовані, плоскі невідбортовані днища, а також плоскі днища, які приєднуються на болтах (кришки).

У посудинах, що працюють під тиском, найчастіше застосовуються опуклі (еліптичні та напівсферичні днища) (рисунок 3.12).



*a* – еліптичне днище; *б* – напівсферичне днище

Рисунок 3.12 – Конструкції опуклих днищ

Основні параметри еліптичних днищ з внутрішніми базовими роз-



мірами та висотою опуклої частини, яка дорівнює  $0,25 D$  (де  $D$  – внутрішній діаметр днища), відповідно до стандарту [9] наведені у додатку Б (рисунок Б1, таблиця Б1).

Напівсферичні днища (рисунок 3.12,б) не стандартизовані.

З'єднання напівсферичного днища з циліндричною обичайкою (рисунок 3.13) допускається застосовувати в посудинах з товщиною обичайки не менше  $S = 40 \text{ мм}$ , при цьому довжина  $l$  перехідної частини обичайки повинна бути не менше  $3y$  (де  $y$  – відстань від зовнішнього краю днища до зовнішнього краю обичайки).

Сферичні невідбортовані днища допускається застосовувати в посудинах 5-й групи, за винятком працюючих під вакуумом.

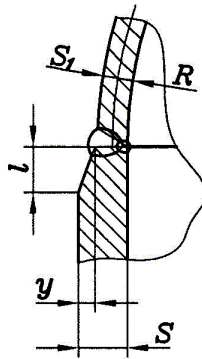
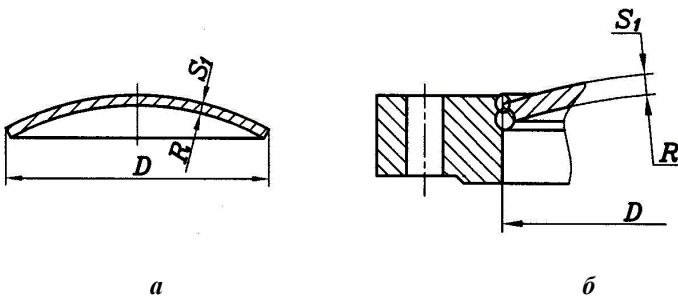


Рисунок 3.13 – З'єднання напівсферичного днища з обичайкою



*a* – сферичне невідбортоване днище; *б* – фланцева кришка

Рисунок 3.14 – Конструкції сферичних невідбортованих днищ та кришок

Конструкції сферичних невідбортованих днищ і кришок наведені на рисунку 3.14.

Сферичні невідбортовані днища в посудинах 1-4-ї груп, які працюють під вакуумом, допускається застосовувати тільки як елемент фланцевих кришок.

Основні параметри сферичних невідбортованих днищ наведені в таблиці Б2 додатку Б. Ці днища повинні приварюватися зварним швом із повним проваренням.

Днища кінчні відбортовані з кутами при вершині  $2\alpha = 60$  і  $90^\circ$ , призначені для апаратів, що працюють під тиском, виготовляються із зовнішніми та внутрішніми базовими розмірами за стандартом [11].

Конструкція кінчного відбортованого днища з внутрішніми базовими розмірами наведена на рисунку 3.15.

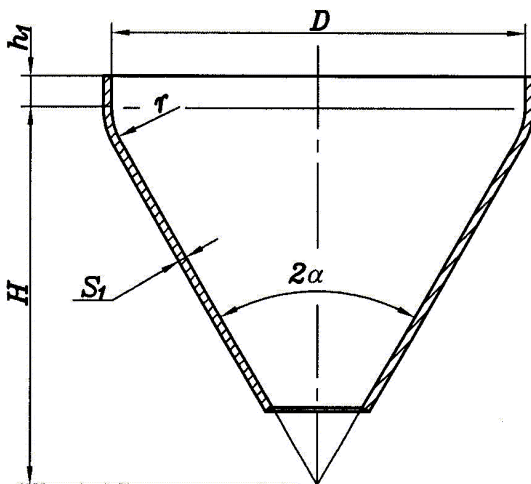


Рисунок 3.15 – Днище кінчне відбортоване

Кінчні невідбортовані днища з кутом при вершині  $2\alpha = 140^\circ$  застосовуються в горизонтальних посудинах та апаратах, що працюють без тиску (під налив), та посудях 5-ї групи, що працюють під тиском не більше 0,07 МПа, і виготовляються відповідно до стандарту [13].

Кінчні невідбортовані днища та переходи допускається застосовувати:

– для посудин 1-4-ї груп, якщо центральний кут при вершині кону-

са не перевищує величини  $\alpha = 45^\circ$ ;

– для посудин, що працюють під зовнішнім тиском або вакуумом, якщо центральний кут при вершині конуса не перевищує  $60^\circ$ .

Плоскі днища, які застосовуються в посудинах 1-4-ї груп, виготовляються з поковок. Основні конструктивні елементи кованих днищ наведені в таблиці 3.12.

Плоскі відбортовані днища відповідно до рисунка 3.16 виготовляються штампуванням з листової сталі за стандартом [14] і призначаються для роботи під налив. Допускається застосовувати ці днища для посудин, що працюють під відносно невеликим тиском.

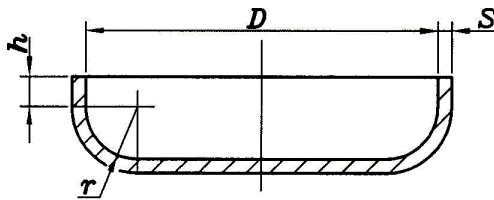
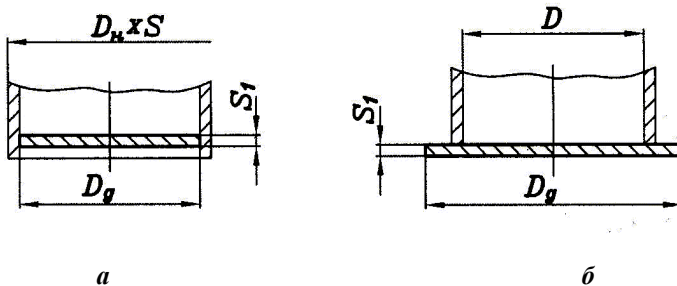


Рисунок 3.16 – Днище плоске відбортоване

Конструкції плоских невідбортованих днищ, що виготовляються за стандартом [15], наведені на рисунку 3.17. Допускається застосовувати плоскі невідбортовані днища з внутрішнім діаметром не більш 500 мм у посудинах 1, 2 і 3 груп і без обмеження по діаметру для посудин 4 і 5 груп, при цьому приварку днища до обичайки необхідно виконувати з повним проваренням (рисунок 3.17,а).

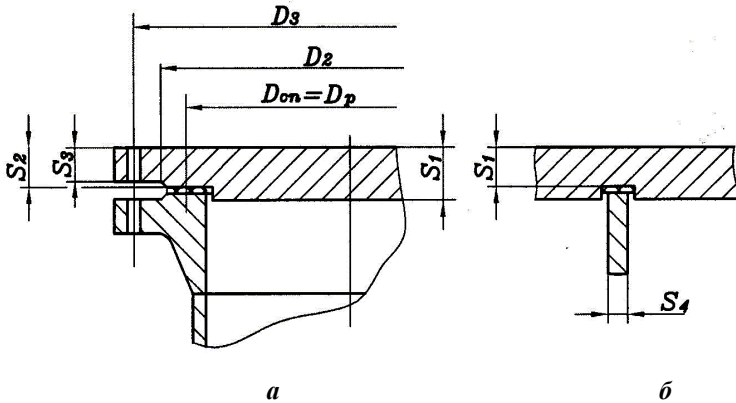


а – для роботи під тиском і під налив; б – для роботи лише під налив

Рисунок 3.17 – Днища плоскі невідбортовані

Плоскі кришки, що приєднуються на болтах або шпильках, допускається застосовувати для посудин усіх груп (рисунок 3.18).

На рисунку 3.18,б показана плоска кришка з пазом (наприклад, під подовжню перегородку у розподільній камері кожухотрубчастого теплообмінного апарата).



*a* – без паза; *б* – з пазом

Рисунок 3.18 – Плоска кришка, яка приєднується на болтах (шпильках)

### 3.3.2 Еліптичні та напівсферичні днища

#### Умови застосування розрахункових формул

Розрахункові формули для еліптичних днищ застосовуються при виконанні умов:

$$0,002 \leq \frac{S_1 - C}{D} \leq 0,1;$$

$$0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5,$$

де  $S_1$  – виконавча товщина стінки днища, мм;

$H$  – висота опуклої частини днища, мм.

### Еліптичні та напівсферичні днища, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Розрахункову товщину стінки днища відповідно до рисунка 3.12  $S_{1P}$ , мм, визначають за формулою

$$S_{1P} = \frac{P \cdot R}{2\varphi \cdot [\sigma] - 0,5P}, \quad (3.58)$$

де  $P$  – розрахунковий внутрішній надлишковий тиск, МПа;  
 $R$  – радіус кривизни у вершині днища по його внутрішній поверхні, мм;  
 $\varphi$  – коефіцієнт міцності зварних швів;  
 $[\sigma]$  – допустима напружина матеріалу днища при розрахунковій температурі, МПа.

Радіус кривизни у вершині опуклого днища визначають за формулою

$$R = \frac{D^2}{4H}. \quad (3.59)$$

Для стандартних еліптичних днищ із  $H = 0,25D$   $R = D$ , для напівсферичних днищ із  $H = 0,5D$   $R = 0,5D$ .

Для днищ, які виготовляються з однієї заготовки, коефіцієнт міцності зварних швів складає  $\varphi = 1$ , для днищ, які виготовляються з кількох заготовок, коефіцієнт  $\varphi$  визначається за таблицями 3.2 і 3.3.

Виконавчу товщину стінки днища  $S_I$ , мм, розраховують за формулою

$$S_I \geq S_{1P} + C. \quad (3.60)$$

Розміри еліптичних днищ приймають за таблицею В1 додатку В, а виконавчу товщину стінки напівсферичних днищ округляють до найближчого більшого значення стандартної товщини листового прокату.

Якщо довжина циліндричної відбортованої частини еліптичного днища  $h_I > 0,8\sqrt{D \cdot (S_I - C)}$ , товщину його стінки необхідно приймати не менше товщини стінки обичайки розрахованої при  $\varphi = 1$ .

Допустимий внутрішній надлишковий тиск розраховують за формулою

$$[P] = \frac{2(S_I - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + 0,5(S_I - C)}. \quad (3.61)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### Приклад 3.12

Розрахувати товщину стінки еліптичного днища (рисунок 3.12,а), що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Матеріал днища – сталь марки СтЗсп5. Внутрішній діаметр апарата  $D=1000$  мм, розрахунковий тиск в апараті  $P=1,0$  МПа, розрахункова температура стінки днища  $t=165$  °С. Коефіцієнт міцності зварних з'єднань прийняти рівним  $\varphi=0,9$ , добавку для компенсації корозії та ерозії –  $C_1=2$  мм.

Визначаємо допустиму напружину для сталі марки СтЗсп5 при розрахунковій температурі стінки  $t=165$  °С методом лінійної інтерполяції за таблицею Б.1 додатку Б,  $[\sigma]=144$  МПа.

Розрахункову товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.58), враховуючи, що радіус кривизни у вершині днища по його внутрішній поверхні для стандартних еліптичних днищ  $R=D$

$$S_{1p} = \frac{P \cdot R}{2 \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 P} = \frac{1,0 \cdot 1000}{2 \cdot 0,9 \cdot 144 - 0,5 \cdot 1,0} = 3,87 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки днища без урахування добавки для компенсації мінусового допуску дорівнює

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 = 3,87 + 2 = 5,87 \text{ мм.}$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки еліптичного днища з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2=0,8$  мм для листа товщиною 8 мм

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 + C_2 = 3,87 + 2 + 0,8 = 6,67 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки еліптичного днища за таблицею В1 додатку В рівною  $S_1 = 8$  мм.

Перевіряємо необхідність врахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 8 мм

$$C_2 = 0,8 > 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 8 = 0,4 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок до розрахункової товщини днища

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Для прийнятої товщини стінки днища допустимий внутрішній надлишковий тиск розраховуємо за формулою (3.61)

$$[P] = \frac{2(S_1 - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + 0,5(S_1 - C)} = \frac{2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 0,9 \cdot 144}{1000 + 0,5 \cdot (8 - 2,8)} = 1,34 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,34 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$0,002 < \frac{S_1 - C}{D} = \frac{8 - 2,8}{1000} = 0,0052 < 0,1$$

виконується.

### Приклад 3.13

Розрахувати товщину стінки напівсферичного днища апарата (рис. 3.12, б), що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Матеріал днища – сталь марки 09Г2С. Внутрішній діаметр апарата  $D=4000$  мм, розрахунковий тиск в апараті  $P=0,6$  МПа, розрахункова температура стінки днища  $t=100$  °С. Коефіцієнт міцності зварних з'єднань прийняти рівним  $\varphi=1$ , добавку для компенсації корозії та ерозії –  $C_1=2$  мм.

Визначаємо допустиму напружину для сталі марки 09Г2С при розрахунковій температурі стінки  $t=100$  °С за таблицею Б.1 додатку Б,  $[\sigma]=177$  МПа.

Розрахункову товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.58), враховуючи, що радіус кривизни у вершині днища по внутрішній поверхні напівсферичного днища  $R=0,5D=0,5 \cdot 4000=2000$  мм

$$S_{1P} = \frac{P \cdot R}{2 \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 P} = \frac{0,6 \cdot 2000}{2 \cdot 1 \cdot 177 - 0,5 \cdot 0,6} = 3,39 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки днища без урахування добавки для компенсації мінусового допуску дорівнює

$$S_1 \geq S_{1P} + C_1 = 3,39 + 2 = 5,39 \text{ мм.}$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки напівсферичного днища з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2=0,8$  мм для листа товщиною 8 мм

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 + C_2 = 3,39 + 2 + 0,8 = 6,19 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки напівсферичного днища рівною  $S_1 = 8 \text{ мм}$ .

Перевіримо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 8 мм

$$C_2 = 0,8 > 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 8 = 0,4 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок до розрахункової товщини днища

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Для прийнятої товщини стінки днища внутрішній допустимий надлишковий тиск розраховуємо за формулою (3.61)

$$[P] = \frac{2(S_1 - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + 0,5(S_1 - C)} = \frac{2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 1 \cdot 177}{2000 + 0,5 \cdot (8 - 2,8)} = 0,919 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,6 < [P] = 0,919 \text{ МПа}$$

виконується.

### **Днища, які виготовляються із двошарової сталі і навантажені внутрішнім надлишковим тиском**

При розрахунку еліптичних та напівсферичних днищ, які виготовляються із двошарової сталі і навантажені внутрішнім надлишковим тиском, як перше наближення товщину стінки днища визначають по допустимій напружині для матеріалу основного шару за формулами (3.58, 3.60). Після вибору виконавчої товщини, а також товщини плакучального шару за таблицею 3.5 розраховують допустиму напружину за формулою (3.8). По отриманій допустимій напружині уточнюють товщину стінки днища за формулами (3.58, 3.60). Розрахунок проводять до збігання виконавчої товщини стінки днища, визначеної останнім і попереднім розрахунками.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначають за формулою (3.61).



### Приклад 3.14

Розрахувати товщину стінки еліптичного днища (рисунок 3.12,а) із двошарової сталі Ст3сп+12Х18Н10Т. Внутрішній діаметр апарата  $D=2000$  мм, розрахунковий тиск в апараті  $P=1,0$  МПа, розрахункова температура стінки днища  $t=100$  °С. Коефіцієнт міцності зварних з'єднань прийняти рівним  $\varphi=1$ , добавку для компенсації корозії та ерозії з боку плакувального шару –  $C_1=1$  мм.

За таблицями Б.1 і Б.3 додатку Б визначаємо допустимі напружини для матеріалів основного та плакувального шарів при розрахунковій температурі  $t=100$  °С:

– для основного шару зі сталі марки Ст3сп  $[\sigma]_o=149$  МПа;

– для плакувального шару зі сталі 12Х18Н10Т  $[\sigma]_n=174$  МПа.

Як перше наближення товщину стінки днища визначаємо по допустимій напружині для матеріалу основного шару за формулою (3.58)

$$S_{1p} = \frac{P \cdot R}{2 \varphi \cdot [\sigma]_o - 0,5 P} = \frac{1,0 \cdot 2000}{2 \cdot 1 \cdot 149 - 0,5 \cdot 1,0} = 6,72 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки днища без урахування добавки для компенсації мінусового допуску складає

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 = 6,72 + 1 = 7,72 \text{ мм.}$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки еліптичного днища з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2=0,9$  мм для листа товщиною 10 мм (таблиця 3.5)

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 + C_2 = 6,72 + 1 + 0,9 = 8,62 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки еліптичного днища приймаємо за таблицею В1 додатку В рівною  $S_1=10$  мм.

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 10 мм

$$C_2 = 0,9 > 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 10 = 0,5 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок

$$C = C_1 + C_2 = 1 + 0,9 = 1,9 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

За таблицею 3.5 визначаємо товщину плакувального (корозійностійкого) шару для двошарового листа товщиною 10 мм,  $S_n = 2 - 3$  мм. Враховуючи, що  $[\sigma]_o < [\sigma]_n$ , товщину плакувального шару приймаємо мінімальною, тобто  $S_n = 2$  мм, а товщину основного шару відповідно рівною  $S_o = 8$  мм.

Добавку для компенсації корозії та ерозії матеріалу плакувального шару приймаємо рівною  $C_n = 1$  мм. Добавку для компенсації корозії та ерозії матеріалу основного шару приймаємо рівною  $C_o = 0$ , тому що він не піддається корозії з боку агресивного середовища.

Допустиму напружину визначаємо за формулою (3.8)

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_o \cdot (S_o - C_o) + [\sigma]_n \cdot (S_n - C_n)}{(S_o - C_o) + (S_n - C_n)} = \frac{149 \cdot (8 - 0) + 174 \cdot (2 - 1)}{(8 - 0) + (2 - 1)} = 151,7 \text{ МПа.}$$

Уточнюємо товщину стінки днища за формулами (3.58, 3.60):

$$S_{1P} = \frac{P \cdot R}{2 \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 P} = \frac{1,0 \cdot 2000}{2 \cdot 1 \cdot 151,7 - 0,5 \cdot 1,0} = 6,6 \text{ мм};$$
$$S_1 \geq S_{1P} + C = 6,6 + 1,9 = 8,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки днища рівною  $S_1 = 10$  мм, що збігається з попереднім розрахунком.

Для прийнятого значення товщини стінки днища розраховуємо допустимий тиск за формулою (3.61)

$$[P] = \frac{2(S_1 - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + 0,5(S_1 - C)} = \frac{2 \cdot (10 - 1,9) \cdot 1 \cdot 151,7}{2000 + 0,5 \cdot (10 - 1,9)} = 1,226 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,226 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$0,002 < \frac{S_1 - C}{D} = \frac{10 - 1,9}{2000} = 0,004 < 0,1$$

виконується.

### Еліптичні та напівсферичні днища, навантажені зовнішнім тиском

Розрахункову товщину стінки днища  $S_{I\rho}$ , мм, попередньо визначають за формулою

$$S_{I\rho} = \max \left\{ \frac{K_e \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} E}} ; \frac{P \cdot R}{2[\sigma]} \right\}, \quad (3.62)$$

де  $K_e$  – коефіцієнт зведення радіуса кривизни днища;

$n_y$  – коефіцієнт запасу стійкості;

$E$  – модуль подовжньої пружності матеріалу днища при розрахунковій температурі, МПа (таблиця 3.8).

Для попереднього розрахунку коефіцієнт  $K_e$  приймають рівним 0,9 для еліптичних днищ і 1,0 – для напівсферичних днищ.

Коефіцієнт запасу стійкості  $n_y$  необхідно приймати рівним:

–  $n_y = 2,4$  – для робочих умов;

–  $n_y = 1,8$  – для умов випробувань.

Виконавчу товщину стінки днища визначають за формулою (3.60).

Розрахункове значення коефіцієнта  $K_e$  визначають за формулою

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8x) \cdot x}{1 + (3,0 + 10x) \cdot x}, \quad (3.63)$$

де

$$x = 10 \cdot \frac{S_I - C}{D} \cdot \left( \frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right). \quad (3.64)$$

Після цього за формулами (3.62), (3.60) уточнюють значення товщини стінки днища з наступною перевіркою за формулою (3.65). Розрахунок проводять до збігання виконавчої товщини стінки днища, визначеної двома останніми розрахунками.

Допустимий зовнішній тиск  $[P]$ , МПа, розраховується за формулою

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}}. \quad (3.65)$$

Допустимий зовнішній тиск за умови міцності  $[P]_{II}$ , МПа, визначають за формулою

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S_I - C)}{R + 0,5(S_I - C)}, \quad (3.66)$$

а допустимий зовнішній тиск за умови стійкості в границях пружності  $[P]_E$ , МПа, – за формулою

$$[P]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S_I - C)}{K_e \cdot R} \right]^2. \quad (3.67)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### Приклад 3.15

Розрахувати товщину стінки нижнього еліптичного днища корпусу вертикального апарата з сорочкою (рисунок 3.8). Тиск в апараті – атмосферний, розрахунковий тиск у сорочці –  $P = 0,63$  МПа. Матеріал корпусу – сталь марки СтЗсп5. Внутрішній діаметр апарата  $D = 1000$  мм, розрахункова температура стінки днища  $t = 165$  °С. Додатки для компенсації корозії та ерозії прийняти рівними:

- з боку робочого середовища  $C_1' = 2$  мм;
- з боку теплоносія  $C_1'' = 1$  мм.

Згідно з таблицею Б.1 додатку Б визначаємо допустиму напруженість для сталі марки СтЗсп5 при розрахунковій температурі  $t = 165$  °С методом лінійної інтерполяції,  $[\sigma] = 144$  МПа. Модуль подовжньої пружності матеріалу днища при розрахунковій температурі визначаємо методом лінійної інтерполяції за таблицею 3.8,  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа.

Розрахункову товщину стінки днища попередньо визначаємо за формулою (3.62), при цьому приймаємо коефіцієнт  $K_e = 0,9$ , коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов –  $n_y = 2,4$ .

$$S_{1P} = \max \left\{ \frac{K_e \cdot R}{510} \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} E}}; \frac{P \cdot R}{2[\sigma]} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \frac{0,9 \cdot 1000}{510} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,63}{10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,63 \cdot 1000}{2 \cdot 144} \right\} =$$

$$= \max \{5,05; 2,19\} = 5,05 \text{ мм.}$$

Визначаємо добавку для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки днища

$$C_1 = C'_1 + C''_1 = 2 + 1 = 3 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки днища без урахування добавки для компенсації мінусового допуску дорівнює

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 = 5,05 + 3 = 8,05 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки днища з урахуванням добавки на мінусовий допуск для листа товщиною 10 мм  $C_2 = 0,8$  мм складає

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 + C_2 = 5,05 + 3 + 0,8 = 8,85 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки днища за таблицею В1 додатку В рівною  $S_1 = 10$  мм.

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевих листів товщиною 10 мм

$$C_2 = 0,8 > 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 10 = 0,5 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок до розрахункової товщини стінки днища

$$C = C_1 + C_2 = 3 + 0,8 = 3,8 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Розраховуємо висоту опуклої частини днища

$$H = 0,25D = 0,25 \cdot 1000 = 250 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $x$  визначаємо за формулою (3.64)

$$x = 10 \frac{S_1 - C}{D} \cdot \left( \frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right) = 10 \cdot \frac{10 - 3,8}{1000} \cdot \left( \frac{1000}{2 \cdot 250} - \frac{2 \cdot 250}{1000} \right) = 0,093.$$

Для прийнятої товщини стінки днища уточнюємо розрахункове значення коефіцієнта  $K_e$  за формулою (3.63)

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8x) \cdot x}{1 + (3,0 + 10x) \cdot x} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,093) \cdot 0,093}{1 + (3 + 10 \cdot 0,093) \cdot 0,093} = 0,946$$

(3.62) Розрахункову товщину стінки днища уточнюємо за формулою

$$\begin{aligned} S_{1p} &= \max \left\{ \frac{K_e \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} E}}; \frac{P \cdot R}{2[\sigma]} \right\} = \\ &= \max \left\{ \frac{0,946 \cdot 1000}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,63}{10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,63 \cdot 1000}{2 \cdot 144} \right\} = \\ &= \max \{5,31; 2,19\} = 5,31 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Виконавчу товщину стінки розраховуємо за формулою (3.60)

$$S_1 \geq S_{1p} + C = 5,31 + 3,8 = 9,11 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки днища рівною  $S_1 = 10$  мм.

Отримана товщина стінки днища збігається зі значенням, прийнятим при визначенні розрахункового значення коефіцієнта  $K_e$ .

Допустимий тиск за умови міцності визначаємо за формулою (3.66)

$$[P]_{\Pi} = \frac{2[\sigma] \cdot (S_1 - C)}{R + 0,5(S_1 - C)} = \frac{2 \cdot 144 \cdot (10 - 3,8)}{1000 + 0,5 \cdot (10 - 3,8)} = 1,78 \text{ МПа.}$$

Допустимий тиск за умови стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.67)

$$\begin{aligned} [P]_E &= \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S_1 - C)}{K_3 \cdot R} \right]^2 = \\ &= \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (10 - 3,8)}{0,946 \cdot 1000} \right]^2 = 0,86 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою (3.65)

$$[P] = \frac{[P]_{\Pi}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{\Pi}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{1,78}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,78}{0,86} \right)^2}} = 0,774 \text{ МПа.}$$

*Умова міцності та стійкості*

$$P = 0,63 < [P] = 0,774 \text{ МПа}$$

*виконується.*

*Умова застосування розрахункових формул*

$$0,002 < \frac{S - C}{D} = \frac{10 - 3,8}{1000} = 0,006 < 0,1$$

*виконується.*

### **Приклад 3.16**

*Розрахувати товщину стінки напівсферичного днища (рисунок 3.12б), що працює під вакуумом. Залишковий тиск в апараті  $P_{\text{зал}} = 0,01 \text{ МПа}$ . Матеріал корпусу – сталь марки 09Г2С. Внутрішній діаметр апарата  $D = 4000 \text{ мм}$ , розрахункова температура стінки днища  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Додавку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 2 \text{ мм}$ .*

*Розрахунковий зовнішній тиск в апараті визначаємо як різницю між атмосферним та залишковим тиском в апараті*

$$P = P_{\text{ат}} - P_{\text{зал}} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа.}$$

*Радіус кривизни напівсферичного днища по його внутрішньої поверхні*

$$R = 0,5 D = 0,5 \cdot 4000 = 2000 \text{ мм.}$$

*Коефіцієнт зведення радіуса кривизни напівсферичного днища приймаємо рівним  $K_e = 1,0$ .*

*Коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов дорівнює  $n_y = 2,4$ .*

*Згідно з таблицею Б.1 додатку Б визначаємо допустиму напружину для сталі марки 09Г2С при розрахунковій температурі  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $[\sigma] = 177 \text{ МПа}$ . Модуль подовжньої пружності матеріалу днища при розрахунковій температурі визначаємо за таблицею 3.8,  $E = 1,91 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .*

*Розрахункову товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.62)*

$$\begin{aligned}
 S_{1p} &= \max \left\{ \frac{K_e \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} E}} ; \frac{P \cdot R}{2[\sigma]} \right\} = \\
 &= \max \left\{ \frac{1,0 \cdot 2000}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,09}{10^{-6} \cdot 1,91 \cdot 10^5}} ; \frac{0,09 \cdot 2000}{2 \cdot 177} \right\} = \\
 &= \max \{4, 17; 0,51\} = 4,17 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

Виконавча товщина стінки днища без урахування добавки для компенсації мінусового допуску дорівнює

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 = 4,17 + 2 = 6,17 \text{ мм.}$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки напівсферичного днища з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2 = 0,8$  мм за таблицею 3.4 для листа товщиною 8 мм

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 + C_2 = 4,17 + 2 + 0,8 = 6,97 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки напівсферичного днища рівною  $S_1 = 8$  мм.

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 8 мм

$$C_2 = 0,8 > 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 8 = 0,4 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Допустимий зовнішній тиск за умови міцності визначаємо за формулою (3.66)

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S_1 - C)}{R + 0,5(S_1 - C)} = \frac{2 \cdot 177 \cdot (8 - 2,8)}{2000 + 0,5 \cdot (8 - 2,8)} = 0,919 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.67)



$$\begin{aligned}
 [P]_E &= \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S_I - C)}{K_e \cdot R} \right]^2 = \\
 &= \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,91 \cdot 10^5}{2,4} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (8 - 2,8)}{1,0 \cdot 2000} \right]^2 = 0,14 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою (3.65)

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{0,919}{\sqrt{1 + \left( \frac{0,919}{0,14} \right)^2}} = 0,138 \text{ МПа}.$$

Умова міцності і стійкості

$$P = 0,09 < [P] = 0,138 \text{ МПа}$$

виконується.

### **Днища, які виготовляються з двошарової сталі і навантажені зовнішнім тиском**

Розрахунок днищ, які виготовляються з двошарової сталі і навантажуються зовнішнім тиском, здійснюється за пунктом 3.3.2. При цьому враховується тільки основний шар. У цьому випадку при визначенні виконавчої товщини стінки днища як добавку для компенсації корозії та ерозії приймають максимальну товщину плакувального шару.

#### **Приклад 3.17**

Визначити товщину стінки еліптичного днища з двошарової сталі СтЗсп+12Х18Н10Т за даними прикладу 3.15, враховуючи тільки товщину основного шару. Допустима напружина для матеріалу основного шару зі сталі марки СтЗсп при розрахунковій температурі складає  $[\sigma]_o = 144 \text{ МПа}$ .

Розрахункову товщину стінки днища визначаємо по допустимій напружині для матеріалу основного шару за формулою (3.62)

$$S_{1p} = \max \left\{ \frac{K_e \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} E}} ; \frac{P \cdot R}{2[\sigma]} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \frac{0,9 \cdot 1000}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,63}{10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,63 \cdot 1000}{2 \cdot 144} \right\} =$$

$$= \max \{ 5,05; 2,19 \} = 5,05 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.60). При цьому добавку для компенсації корозії та ерозії  $C_1$  визначаємо як суму максимальної товщини плакувального шару  $C'_1 = S_n = 3$  мм за таблицею 3.5 та добавки для компенсації корозії з боку теплоносія, яка дорівнює  $C''_1 = 1$  мм

$$C_1 = C'_1 + C''_1 = 3 + 1 = 4 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина стінки днища без урахування добавки для компенсації мінусового допуску складає

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 = 5,05 + 4 = 9,05 \text{ мм.}$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки еліптичного днища з урахуванням добавки на мінусовий допуск  $C_2 = 0,9$  мм для листа товщиною 10 мм за таблицею 3.5

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 + C_2 = 5,05 + 4 + 0,9 = 9,95 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки еліптичного днища за таблицею В1 додатку В рівною  $S_1 = 10$  мм.

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 10 мм

$$C_2 = 0,9 > 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 10 = 0,5 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок до розрахункової товщини стінки днища

$$C = C_1 + C_2 = 4 + 0,9 = 4,9 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Розраховуємо висоту опуклої частини днища

$$H = 0,25 D = 0,25 \cdot 1000 = 250 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $x$  визначаємо за формулою (3.64)

$$x = 10 \frac{S_1 - C}{D} \cdot \left( \frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right) = 10 \cdot \frac{10 - 4,9}{1000} \cdot \left( \frac{1000}{2 \cdot 250} - \frac{2 \cdot 250}{1000} \right) = 0,077.$$

Для прийнятої виконавчої товщини стінки днища уточнюємо значення коефіцієнта зведення радіуса кривизни днища за формулою (3.63)

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8x) \cdot x}{1 + (3,0 + 10x) \cdot x} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,077) \cdot 0,077}{1 + (3 + 10 \cdot 0,077) \cdot 0,077} = 0,955.$$

Уточнюємо розрахункову товщину стінки днища за формулою (3.62)

$$\begin{aligned} S_{1p} &= \max \left\{ \frac{K_e \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} E}}; \frac{P \cdot R}{2[\sigma]} \right\} = \\ &= \max \left\{ \frac{0,955 \cdot 1000}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,63}{10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,63 \cdot 1000}{2 \cdot 144} \right\} = \\ &= \max \{ 5,36; 2,19 \} = 5,36 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Виконавчу товщину стінки еліптичного днища визначаємо за формулою (3.60)

$$S_1 \geq S_{1p} + C = 5,36 + 4,9 = 10,26 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки днища рівною  $S_1 = 12$  мм.

Для прийнятої товщини стінки днища добавка на мінусовий допуск за таблицею 3.5 складає  $C_2 = 1,08$  мм. Визначаємо виконавчу товщину стінки еліптичного днища з урахуванням цієї добавки

$$S_1 \geq S_{1p} + C_1 + C_2 = 5,36 + 4 + 1,08 = 10,44 \text{ мм.}$$

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 12 мм

$$C_2 = 1,08 > 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 12 = 0,6 \text{ мм.}$$

Добавку враховуємо, тому що вона складає понад 5 % від товщини листа.

Сума добавок до розрахункової товщини стінки днища

$$C = C_1 + C_2 = 4 + 1,08 = 5,08 \text{ мм}$$

дорівнює попередньо прийнятій.

Оскільки отримана товщина стінки днища не збігається зі зна-

ченням, прийнятим при визначенні коефіцієнта зведення радіуса кривизни еліптичного днища  $K_e$ , уточнюємо значення коефіцієнтів  $x$  і  $K_e$ :

$$x = 10 \frac{S_I - C}{D} \cdot \left( \frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right) = 10 \cdot \frac{12 - 5,08}{1000} \cdot \left( \frac{1000}{2 \cdot 250} - \frac{2 \cdot 250}{1000} \right) = 0,104;$$

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8x) \cdot x}{1 + (3,0 + 10x) \cdot x} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,104) \cdot 0,104}{1 + (3 + 10 \cdot 0,104) \cdot 0,104} = 0,941.$$

Уточнюємо розрахункову товщину стінки днища за формулою (3.62)

$$\begin{aligned} S_{1p} &= \max \left\{ \frac{K_e \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P}{10^{-6} E}}; \frac{P \cdot R}{2[\sigma]} \right\} = \\ &= \max \left\{ \frac{0,941 \cdot 1000}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,63}{10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,63 \cdot 1000}{2 \cdot 144} \right\} = \\ &= \max \{ 5,27; 2,19 \} = 5,27 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Уточнюємо виконавчу товщину стінки днища за формулою (3.60)

$$S_I \geq S_{1p} + C = 5,27 + 5,08 = 10,35 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки еліптичного днища рівною  $S_I = 12 \text{ мм}$ .

Виконавча товщина стінки еліптичного днища збігається з попередньо прийнятою при визначенні коефіцієнта зведення радіуса кривизни еліптичного днища  $K_e$ .

Допустимий зовнішній тиск за умови міцності визначаємо за формулою (3.66)

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S_I - C)}{R + 0,5(S_I - C)} = \frac{2 \cdot 144 \cdot (12 - 5,08)}{1000 + 0,5 \cdot (12 - 5,08)} = 1,986 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості в границях пружності визначаємо за формулою (3.67)

$$[P]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \cdot \left[ \frac{100(S_I - C)}{K_3 \cdot R} \right]^2 =$$

$$= \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (12 - 5,08)}{0,941 \cdot 1000} \right]^2 = 1,084 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою (3.65)

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{1,986}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,986}{1,084} \right)^2}} = 0,95 \text{ МПа.}$$

Умова міцності і стійкості

$$P = 0,63 \leq [P] = 0,95 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$0,002 < \frac{S - C}{D} = \frac{12 - 5,08}{1000} = 0,007 < 0,1$$

виконується.

### 3.3.3 Сферичні невідбортовані днища

Розрахункова схема сферичного невідбортованого днища наведена на рисунку 3.19.

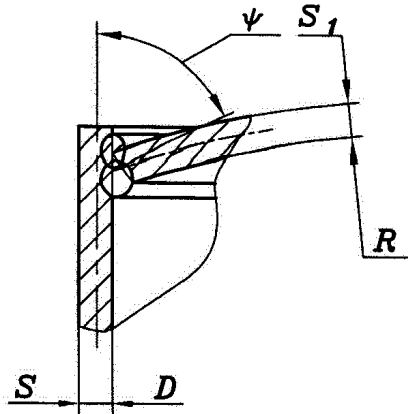


Рисунок 3.19 – Розрахункова схема сферичного невідбортованого днища

### Умови застосування розрахункових формул

Розрахункові формули застосовні при відношенні товщини стінки днища до радіуса сфери

$$\frac{S_I - C}{R} \leq 0,1$$

та значенні внутрішнього радіуса сферичного днища в границях

$$0,85D \leq R \leq D.$$

Для днищ, навантажених внутрішнім надлишковою тиском, розрахункові формули застосовні при додатковій умові

$$\frac{S_I - C}{R} \geq 0,002.$$

Крім того, розрахункові формули застосовні за умови виконання кутових швів з двостороннім суцільним проваром.

### Сферичні невідбортовані днища, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Розрахункові товщини стінок днищ визначають методом послідовних наближень. Попередньо розрахункову товщину стінки днища у центральній зоні визначають за формулою

$$S'_{I_p} = \frac{P \cdot R}{2 [\sigma]_I \cdot \varphi - P}, \quad (3.68)$$

де  $R$  – радіус сферичного сегмента по його внутрішній поверхні, мм;  
 $P$  – розрахунковий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, МПа;  
 $\varphi$  – коефіцієнт міцності зварного шва для сферичного сегмента, з'єданого із двох або кількох частин;  
 $[\sigma]_I$  – допустима напружина для матеріалу сферичного сегмента при розрахунковій температурі, МПа.

Виконавчу товщину стінки днища  $S_I$ , мм, приймають рівній виконавчій товщині стінки днища в центральній зоні  $S'_I$  і визначають за формулою

$$S_I = S'_I = S'_{I_p} + C',$$

де  $C'$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки днища в центральній зоні, мм.

Після цього визначають коефіцієнт  $\beta$  за формулою

$$\beta = 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{3 \cdot \sqrt{\frac{S_I - C'}{D}} \cdot \left[ \frac{1}{\sqrt{\cos \psi}} + \left( \chi \cdot \frac{S - C}{S_I - C'} \right)^{1,5} \right]}, \quad (3.69)$$

- де  $D$  – внутрішній діаметр циліндричної обичайки, мм;  
 $S$  – виконавча товщина стінки циліндричної обичайки, мм;  
 $C$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки обичайки, мм;  
 $\psi$  – кут між дотичною до сферичного сегмента (днища) у крайовій зоні та вертикаллю, град.;  
 $\chi$  – відношення допустимих напружин матеріалів циліндричної обичайки та сферичного днища.

Тригонометричні функції визначають за формулами:

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

Відношення допустимих напружин визначають за формулою

$$\chi = \frac{[\sigma]}{[\sigma]_I},$$

- де  $[\sigma]$  – допустима напружина матеріалу обичайки при розрахунковій температурі, МПа.

Розрахункову товщину стінки днища в крайовій зоні визначають за формулою

$$S''_{Ip} = \frac{P \cdot D \cdot \beta}{2[\sigma]_I \cdot \varphi_k - P}, \quad (3.70)$$

- де  $\varphi_k$  – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва по краю днища.

Виконавчу товщину стінки днища  $S_I$ , мм, приймають рівною виконавчій товщині стінки днища в крайовій зоні  $S''_I$  і визначають за формулою

$$S_I = S''_I = S''_{Ip} + C'',$$

- де  $C''$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки днища в крайовій зоні, мм.

Якщо виконавчі товщини стінки днища, визначені за умови їхньої міцності в центральній та крайовій зонах, збігаються, розрахунок припи-

няють.

У протилежному випадку розрахунок продовжують у наступному порядку. Розраховують нове значення коефіцієнта  $\beta$ , виходячи з виконавчої товщини стінки днища в крайовій зоні. Після цього розраховують нове значення виконавчої товщини днища  $S''_{1p}$  і порівнюють його з попереднім. Розрахунок проводять до збігання двох останніх значень виконавчих товщин стінки днища  $S''_1$ .

Як виконавчу товщину стінки днища приймають більше з двох значень за умови міцності їх в центральній та крайовій зонах

$$S_1 = \max\{S'_1; S''_1\}.$$

Допустимий надлишковий тиск визначають за формулою

$$[P] = \min\{[P_1]; [P_2]\}, \quad (3.71)$$

де  $[P_1]$  – допустимий надлишковий тиск за умови міцності крайової зони, МПа;

$[P_2]$  – допустимий надлишковий тиск за умови міцності центральної зони, МПа.

$$[P_1] = \frac{2(S_1 - C^n) \cdot \varphi_{\kappa} \cdot [\sigma]_I}{D \cdot \beta + (S_1 - C^n)}; \quad (3.72)$$

$$[P_2] = \frac{2(S_1 - C^n) \cdot \varphi \cdot [\sigma]_I}{R + (S_1 - C^n)}. \quad (3.73)$$

### Приклад 3.18

*Розрахувати товщину стінки сферичного невідбортваного днища горизонтального резервуара (рисунок 3.20). Тиск у резервуарі – атмосферний, температура середовища  $t = 100^\circ\text{C}$ . Внутрішній діаметр резервуара  $D = 2000$  мм, товщина стінки циліндричної обичайки  $S = 6$  мм, матеріал днища – сталь марки 09Г2С, густина рідини в резервуарі  $\rho_c = 1200$  кг/м<sup>3</sup>, група апарата – 5б. Добавку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 2$  мм.*

*За розрахунковий тиск в резервуарі приймаємо гідростатичний тиск середовища. Висоту рідини в резервуарі приймаємо рівною діаметру апарата*



$$H_c = D = 2000 \text{ мм.}$$

Гідростатичний тиск рідини визначаємо за формулою (3.1)

$$P = P_2 = \rho_c \cdot g \cdot H_c \cdot 10^{-6} = 1200 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 10^{-6} = 0,024 \text{ МПа.}$$

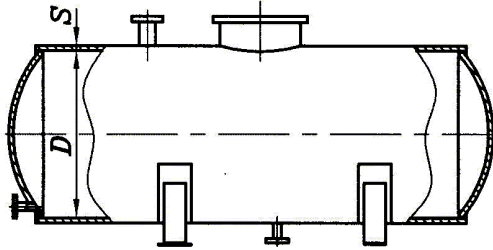


Рисунок 3.20 – Горизонтальний резервуар зі сферичними невідбортованими днищами

За розрахункову температуру стінки апарата приймаємо температуру середовища в апараті.

Допустиму напружину матеріалу стінки днища при розрахунковій температурі  $t = 100^\circ\text{C}$  визначаємо за таблицею Б.1 додатку Б,

$$[\sigma] = 177 \text{ МПа.}$$

Для апарата, який відноситься до 5б групи, довжина контрольованих швів від загальної довжини складає не менше 10 %. При цьому значення коефіцієнта міцності зварних стикових швів з двостороннім суцільним проваром дорівнює  $\varphi = 0,9$ .

Розрахункову товщину стінки сферичного невідбортованого днища в центральній зоні визначаємо за формулою (3.68)

$$S'_{1P} = \frac{P \cdot R}{2 [\sigma]_I \cdot \varphi - P} = \frac{0,024 \cdot 2000}{2 \cdot 177 \cdot 0,9 - 0,024} = 0,15 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки сферичного невідбортованого днища приймаємо за таблицею В2 додатку В

$$S'_I = 6 \text{ мм.}$$

Добавку для компенсації мінусового допуску приймаємо за таблицею 3.4 для листа товщиною 6 мм,

$$C'_2 = 0,6 \text{ мм.}$$

Сума добавок до розрахункової товщини днища складає

$$C' = C'_1 + C'_2 = 2 + 0,6 = 2,6 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.60)

$$S'_1 \geq S'_{1p} + C' = 0,15 + 2,6 = 2,75 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки сферичного невідбортованого днища приймаємо рівною  $S'_1 = 6 \text{ мм}$ .

Визначаємо тригонометричні функції кута  $\psi$

$$\cos \psi = \frac{D}{2R} = \frac{2000}{2 \cdot 2000} = 0,5;$$

$$\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\left(\frac{2R}{D}\right)^2 - 1} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 2000}{2000}\right)^2 - 1} = 1,732.$$

Коефіцієнт  $\beta$  визначаємо за формулою (3.69)

$$\begin{aligned} \beta &= 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{3 \sqrt{\frac{S'_1 - C'}{D}} \cdot \left[ \frac{1}{\sqrt{\cos \psi}} + \left( \chi \cdot \frac{S - C}{S'_1 - C'} \right)^{1,5} \right]} = \\ &= 0,5 + \frac{0,5}{3 \cdot \sqrt{\frac{6 - 2,6}{2000}} \cdot \left[ \frac{1}{\sqrt{0,5}} + \left( 1 \cdot \frac{6 - 2,6}{6 - 2,6} \right)^{1,5} \right]} = 6,3. \end{aligned}$$

Розрахункову товщину стінки днища в крайовій зоні визначаємо за формулою (3.70)

$$S''_{1p} = \frac{P \cdot D \cdot \beta}{2 [\sigma]_I \cdot \varphi_k - P} = \frac{0,024 \cdot 2000 \cdot 6,3}{2 \cdot 177 \cdot 0,9 - 0,024} = 0,93 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки днища розраховуємо за формулою (3.60) з урахуванням суми добавок до розрахункової товщини  $C'' = C'$

$$S''_1 \geq S''_{1p} + C'' = 0,93 + 2,6 = 3,53 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки сферичного невідбортованого днища в крайовій зоні приймаємо рівною  $S''_1 = 6 \text{ мм}$ .

Виконавчу товщину стінки сферичного невідбортваного днища приймаємо рівною

$$S_I = \max \{ S'_I; S''_I \} = \max \{ 6; 6 \} = 6 \text{ мм.}$$

Допустимий надлишковий тиск за умови міцності крайової зони визначаємо за формулою (3.72)

$$[P_1] = \frac{2(S_I - C'') \cdot \varphi_{\kappa} \cdot [\sigma]_I}{D \cdot \beta + (S_I - C'')} = \frac{2 \cdot (6 - 2,6) \cdot 0,9 \cdot 177}{2000 \cdot 6,3 + (6 - 2,6)} = 0,086 \text{ МПа.}$$

Допустимий надлишковий тиск за умови міцності центральної зони визначаємо за формулою (3.73)

$$[P_2] = \frac{2(S_I - C'') \cdot \varphi \cdot [\sigma]_I}{R + (S_I - C'')} = \frac{2 \cdot (6 - 2,6) \cdot 0,9 \cdot 177}{2000 + (6 - 2,6)} = 0,541 \text{ МПа.}$$

Допустимий надлишковий тиск визначаємо за формулою (3.71)

$$[P] = \min \{ [P_1]; [P_2] \} = \min \{ 0,086; 0,541 \} = 0,086 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,024 < [P] = 0,086 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S_I - C''}{R} = \frac{6 - 2,6}{2000} = 0,0017 < 0,002$$

не виконується, тому приймаємо найближчу більшу товщину стінки днища за таблицею В.2  $S_I = 8$  мм і розрахунки повторюємо. Сума добок для листа товщиною 8 мм складає  $C' = C'' = 2,8$  мм.

Визначаємо коефіцієнт  $\beta$

$$\begin{aligned} \beta &= 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{3 \cdot \sqrt{\frac{S_I - C'}{D}} \cdot \left[ \frac{1}{\sqrt{\cos \psi}} + \left( \chi \cdot \frac{S - C}{S_I - C'} \right)^{1,5} \right]} = \\ &= 0,5 + \frac{1,732}{3 \cdot \sqrt{\frac{8 - 2,8}{2000}} \cdot \left[ \frac{1}{\sqrt{0,5}} + \left( 1 \cdot \frac{6 - 2,6}{8 - 2,8} \right)^{1,5} \right]} = 6,33. \end{aligned}$$

Розрахункову товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.70)

$$S_{1p}'' = \frac{P \cdot D \cdot \beta}{2 [\sigma]_I \cdot \varphi_k - P} = \frac{0,024 \cdot 2000 \cdot 6,33}{2 \cdot 177 \cdot 0,9 - 0,024} = 0,94 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.60)

$$S_I' \geq S_{1p}'' + C'' = 0,94 + 2,8 = 3,74 \text{ мм}$$

і приймаємо рівною  $S_I = 8 \text{ мм}$ .

Допустимий надлишковий тиск за умови міцності крайової зони визначаємо за формулою (3.72)

$$[P]_1 = \frac{2(S_I - C'') \cdot \varphi_k \cdot [\sigma]_I}{D \cdot \beta + (S_I - C'')} = \frac{2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 0,9 \cdot 177}{2000 \cdot 6,33 + (8 - 2,8)} = 0,13 \text{ МПа.}$$

Допустимий надлишковий тиск за умови міцності центральної зони визначаємо за формулою (3.73)

$$[P]_2 = \frac{2(S_I - C'') \cdot \varphi \cdot [\sigma]_I}{R + (S_I - C'')} = \frac{2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 0,9 \cdot 177}{2000 + (8 - 2,8)} = 0,826 \text{ МПа.}$$

Допустимий надлишковий тиск визначаємо за формулою (3.71)

$$[P] = \min \{ [P]_1; [P]_2 \} = \min \{ 0,13; 0,826 \} = 0,13 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,024 < [P] = 0,13 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S_I - C''}{D} = \frac{8 - 2,8}{2000} = 0,0026 > 0,002$$

виконується.

### **Сферичні невідбортовані днища, навантажені зовнішнім тиском**

Товщину стінки сферичного невідбортованого днища визначають за формулами (3.68, 3.70) з наступною перевіркою за формулою (3.74).

Допустимий зовнішній тиск визначають за формулою

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{I + \left(\frac{[P]_{II}}{[P]_E}\right)^2}}, \quad (3.74)$$

де  $[P]_{II}$  – допустимий надлишковий тиск за умови міцності крайової зони МПа;  
 $[P]_E$  – допустимий надлишковий тиск за умови міцності центральної зони МПа.

Допустимий зовнішній тиск за умови міцності центральної зони визначають за формулою

$$[P]_{II} = \frac{2(S_I - C'') \cdot [\sigma]}{R + (S_I - C'')}. \quad (3.75)$$

Допустимий зовнішній тиск за умови стійкості в границях пружності визначають за формулою

$$[P]_E = \frac{K}{n_y} \cdot E \cdot \left(\frac{S_I - C''}{R}\right)^2. \quad (3.76)$$

Коефіцієнт  $K$  визначають за таблицею 3.11 залежно від параметра  $R/(S_I - C'')$ .

Таблиця 3.11 – Значення коефіцієнта  $K$  для сферичного невідбортованого днища при відношенні  $R/(S_I - C'')$

$R/(S_I - C'')$	25	50	75	100	150	200	250	300	350 і вище
$K$	0,33	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11

### 3.3.4 Конічні днища та переходи

#### Розрахункові схеми і параметри

Розрахункові схеми з'єднань циліндричної і конічної обичайок без тороидального переходу наведені на рисунку 3.21, а з тороидальним переходом – на рисунку 3.22.

Для з'єднання обичайок без тороидального переходу (рисунки 3.21,а, 3.21,б) розрахункові довжини перехідних частин  $a_1$  і  $a_2$ , мм, визначають за формулами:

$$a_1 = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_1 - C)}; \quad (3.77)$$

$$a_2 = 0,7 \sqrt{D \cdot (S_2 - C)}, \quad (3.78)$$

де  $D$  – внутрішній діаметр циліндричної обичайки, мм;  
 $S_1, S_2$  – виконавчі товщини перехідних частин обичайок, мм;  
 $C$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки розраховуваного елемента, мм;  
 $\alpha$  – половина кута при вершині конічної обичайки, град.

Для з'єднання конічної обичайки з циліндричної меншого діаметра (рисунок 3.21,в) розрахункову довжину перехідної частини  $a_2$  визначають за формулою

$$a_2 = 1,25 \sqrt{D \cdot (S_2 - C)}. \quad (3.79)$$

Для з'єднання обичайок з тороїдальним переходом (рисунок 3.22) розрахункові довжини перехідних частин  $a_1$  і  $a_2$  визначають за формулами:

$$a_1 = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_T - C)}; \quad (3.80)$$

$$a_2 = 0,5 \sqrt{D \cdot (S_T - C)}, \quad (3.81)$$

де  $S_T$  – виконавча товщина стінки тороїдального переходу конічної обичайки, мм.

Розрахункові довжини перехідних частин  $a_1$  і  $a_2$  визначають за формулами (3.77–3.81), прийнявши товщини  $S_1, S_2$  і  $S_T$  рівними виконавчій товщині стінки циліндричної обичайки  $S$ .

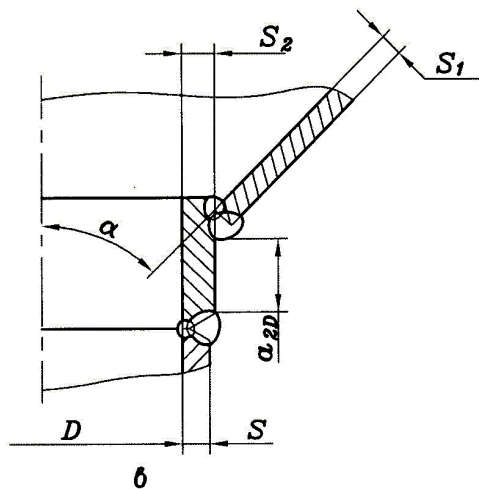
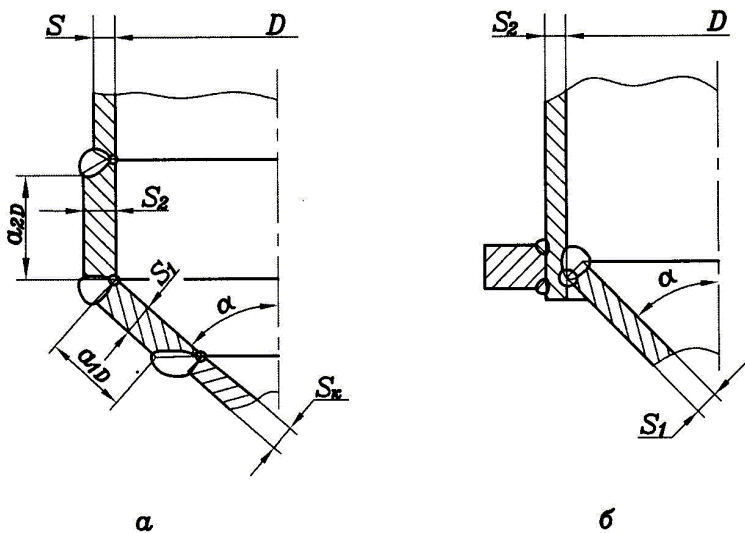
Розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки без тороїдального переходу  $D_K$ , мм, визначають за формулою

$$D_K = D - 1,4 a_1 \cdot \sin \alpha. \quad (3.82)$$

Розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки з тороїдальним переходом  $D_K$ , мм, визначають за формулою

$$D_K = D - 2[r \cdot (1 - \cos \alpha) + 0,7 a_1 \cdot \sin \alpha], \quad (3.83)$$

де  $r$  – внутрішній радіус відбортівки конічного днища, мм.



*a* – з'єднання циліндричної і конічної обичайок без зміцнювального кільця; *б* – з'єднання циліндричної і конічної обичайок зі зміцнювальним кільцем; *в* – з'єднання конічної обичайки з циліндричною меншого діаметра

Рисунок 3.21 – З'єднання обичайок без тороїдального переходу

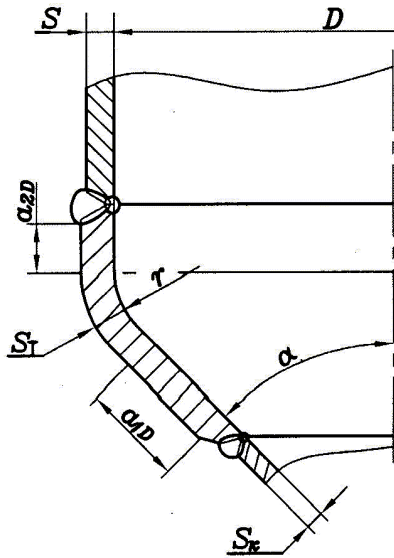


Рисунок 3.22 – З'єднання обичайок з тороїдальним переходом

Розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів переходів обичайок визначають залежно від виду навантаження.

Для з'єднання циліндричної і конічної обичайок без тороїдального переходу і зміцнювального кільця (рисунок 3.21,а), зі зміцнювальним кільцем (рисунок 3.21,б) і з тороїдальним переходом (рисунок 3.22) розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів  $\varphi_R$  визначають за формулами:

– під дією внутрішнього тиску

$$\varphi_R = \sqrt{\varphi_T}, \quad (3.84)$$

– під дією зовнішнього тиску, осрової стискальної сили та згинального моменту

$$\varphi_R = \min \left\{ \varphi_p; \sqrt{\varphi_T} \right\}, \quad (3.85)$$

де  $\varphi_p$  – коефіцієнт міцності подовжнього зварного шва;

$\varphi_T$  – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва.



Для з'єднань зі зміцнювальним кільцем (рисунок 3.21,б) розрахунковий коефіцієнт міцності поперечного зварного шва зміцнювального кільця  $\varphi_{ap}$  приймають рівним:

– під дією внутрішнього тиску або згинального моменту

$$\varphi_{ap} = \varphi_a ;$$

– під дією зовнішнього тиску або осьової стискальної сили

$$\varphi_{ap} = 1 ,$$

де  $\varphi_a$  – коефіцієнт міцності поперечного зварного шва зміцнювального кільця.

Для з'єднання конічної обичайки з циліндричною меншого діаметра (рисунок 3.21,в) розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів визначають:

– під дією внутрішнього тиску або згинального моменту – за формулою (3.85);

– під дією зовнішнього тиску або осьової стискальної сили – за формулою (3.84).

#### **Умови застосування розрахункових формул**

Розрахункові формули застосовні:

– якщо половина кута при вершині конічного елемента складає

$$\alpha \leq 70^\circ ;$$

– при співвідношенні між виконавчою товщиною стінки  $S_1$ , внутрішнім діаметром днища  $D$  і кутом  $\alpha$  у межах

$$0,001 \leq \frac{S_1 \cdot \cos \alpha}{D} \leq 0,050 ;$$

– для з'єднання циліндричної і конічної обичайок без тороїдального переходу за умови виконання кутового шва з двостороннім суцільним проваренням;

– для з'єднання циліндричної і конічної обичайок без тороїдального переходу за умови

$$S_1 - C \geq S_2 - C ;$$

– для з'єднання циліндричної і конічної обичайок з тороїдальним переходом за умови

$$0 \leq r/D \leq 0,3 ;$$

– за умови, що виконавчі довжини перехідних частин обичайок  $a_{1D}$  і  $a_{2D}$  не менше розрахункових довжин  $a_1$  і  $a_2$ .

Розрахункові формули не застосовні для розрахунку на міцність конічних переходів у місцях кріплення сорочки до корпусу. У цьому випадку розрахунок проводять за стандартом [21].

### **Гладкі конічні обичайки, навантажені внутрішнім надлишковим тиском**

Розрахункову товщину стінки гладкої конічної обичайки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском,  $S_{кр}$ , мм, визначають за формулою

$$S_{кр} = \frac{P \cdot D_{к}}{2 \varphi_p \cdot [\sigma] - P} \cdot \frac{l}{\cos \alpha}, \quad (3.86)$$

де  $P$  – розрахунковий внутрішній надлишковий тиск, МПа;  
 $D_{к}$  – розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки, мм;  
 $\varphi_p$  – коефіцієнт міцності подовжніх зварних швів;  
 $[\sigma]$  – допустима напружина для матеріалу конічної обичайки при розрахунковій температурі, МПа;  
 $\alpha$  – половина кута при вершині конічної обичайки, град.

Виконавчу товщину стінки гладкої конічної обичайки  $S_{к}$ , мм, визначають за формулою

$$S_{к} \geq S_{кр} + C \quad (3.87)$$

і округляють до найближчого більшого значення стандартної товщини листового прокату.

Після визначення виконавчої товщини стінки гладкої конічної обичайки для з'єднання обичайок без тороїдального переходу приймають  $S_I = S_{к}$ , а для з'єднання обичайок з тороїдальним переходом  $S_T = S_{к}$ , за формулами (3.77) або (3.80) уточнюють розрахункову довжину перехідної частини  $a_1$ , а за формулами (3.82), або (3.83) – розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки. Після цього за формулами (3.86) і (3.87) уточнюють виконавчу товщину стінки обичайки. Розрахунок проводять до збігання отриманої виконавчої товщини стінки з попередньо прийнятою.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск  $[P]$ , МПа, визначають за формулою

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S_k - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + (S_k - C)}. \quad (3.88)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### Гладкі конічні обичайки, навантажені зовнішнім тиском

Розрахункову товщину стінки  $S_{кр}$ , мм, у першому наближенні визначають за формулою

$$S_{кр} = \max \left\{ K_2 \cdot D_E \cdot 10^{-2}; \frac{1,1P \cdot D_E}{2[\sigma]} \right\}, \quad (3.89)$$

де  $K_2$  – безрозмірний коефіцієнт;  
 $P$  – розрахунковий зовнішній тиск, МПа;  
 $D_E$  – ефективний діаметр конічної обичайки, мм.

Коефіцієнт  $K_2$  необхідно визначати за номограмою, наведеною на рисунку 3.7, залежно від коефіцієнтів  $K_1$  і  $K_3$ .

Коефіцієнт  $K_1$  визначають за формулою

$$K_1 = 0,36 \frac{n_y \cdot P}{E \cdot 10^{-6}}, \quad (3.90)$$

де  $n_y$  – коефіцієнт запасу стійкості, який визначається за пунктом 3.2.4;  
 $E$  – модуль подовжньої пружності матеріалу конічної обичайки при розрахунковій температурі, який визначається за таблицею 3.8, МПа.

Коефіцієнт  $K_3$  визначають за формулою

$$K_3 = \frac{l_E}{D_E}, \quad (3.91)$$

де  $l_E$  – ефективна довжина конічної обичайки, мм.

Ефективну довжину конічної обичайки визначають за формулою

$$l_E = \frac{D - (D_M + 2S_M)}{2 \sin \alpha}, \quad (3.92)$$

де  $D_M$  – внутрішній діаметр циліндричної обичайки меншого діаметра, мм, (рисунок 3.23);

$S_M$  – товщина стінки циліндричної обичайки меншого діаметра, мм.

Ефективний діаметр конічної обичайки визначають за формулою

$$D_E = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D + D_M + 2S_M}{2 \cos \alpha}; \\ \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31(D + D_M + 2S_M) \cdot \sqrt{\frac{D + D_M + 2S_M}{100(S_K - C)}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \end{array} \right\}. \quad (3.93)$$

Для попереднього розрахунку ефективного діаметра конічної обичайки  $D_E$  виконавчу товщину стінки конічної обичайки  $S_K$  приймають рівною виконавчій товщині стінки циліндричної обичайки  $S$  діаметром  $D$ , яка з'єднується з конічною обичайкою.

Виконавчу товщину стінки конічної обичайки  $S_K$  визначають за формулою (3.89) і округляють до найближчого більшого значення стандартної товщини листового прокату

Після цього уточнюють ефективний діаметр конічної обичайки за формулою (3.93), значення коефіцієнта  $K_3$  за формулою (3.91), коефіцієнта  $K_2$  за номограмою на рисунку 3.7, розраховують товщину стінки обичайки за формулою (3.89), а її виконавчу товщину – за формулою (3.87). Розрахунок виконують до збігання отриманої виконавчої товщини стінки обичайки з попередньо прийнятою.

Допустимий тиск визначають за формулою

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_{II}}{[P]_E} \right)^2}}, \quad (3.94)$$

де  $[P]_{II}$  – допустимий зовнішній тиск за умови міцності, МПа;

$[P]_E$  – допустимий зовнішній тиск за умови стійкості у границях пружності, МПа.

Допустимий тиск за умови міцності визначають за формулою

$$[P]_{II} = \frac{2[\sigma] \cdot (S_K - C)}{\frac{D_K}{\cos \alpha} + (S_K - C)}, \quad (3.95)$$

а допустимий тиск за умови стійкості – за формулою

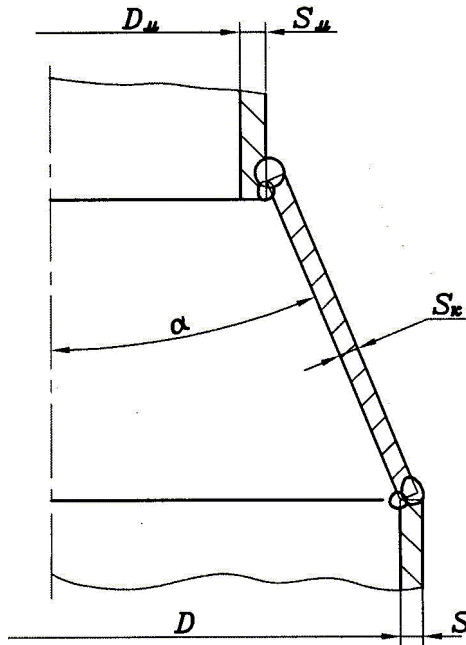


Рисунок 3.23 – Основні розміри конічного переходу

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y \cdot B_I} \cdot \frac{D_E}{l_E} \cdot \left[ \frac{100(S_K - C)}{D_E} \right]^{2,5}, \quad (3.96)$$

де  $B_I$  – безрозмірний коефіцієнт.

$$B_I = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \cdot \sqrt{\frac{D_E}{100(S_K - C)}} \right\}. \quad (3.97)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### **З'єднання циліндричної і конічної обичайок без тороїдального переходу і зміцнювального кільця**

Конструкція з'єднання циліндричної і конічної обичайок без тороїдального переходу і зміцнювального кільця наведена на рисунку 3.21,а.

Розрахунок товщин стінок перехідних частин конічної  $S_1$  і циліндричної  $S_2$  обичайок проводять методом послідовних наближень, попередньо прийнявши  $S_1 = S_k$  і  $S_2 = S$ .

Розрахункову товщину стінки перехідної частини циліндричної обичайки  $S_{2p}$ , мм, визначають за формулою

$$S_{2p} = \frac{P \cdot D \cdot \beta_1}{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_R - P}, \quad (3.98)$$

де  $\beta_1$  – коефіцієнт форми;

$[\sigma]_2$  – допустима напружина для перехідної частини циліндричної обичайки при розрахунковій температурі, МПа.

Коефіцієнт форми  $\beta_1$  визначається за формулою

$$\beta_1 = \max \{0,5; \beta\}. \quad (3.99)$$

Коефіцієнт форми  $\beta$  визначається за формулою

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_2 - C}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{I + \sqrt{\frac{I + \chi \cdot \left(\frac{S_1 - C}{S_2 - C}\right)^2}{2 \cos \alpha}}} - 0,25, \quad (3.100)$$

де  $\chi$  – відношення допустимих напружин матеріалів конічної і циліндричної перехідних частин при розрахунковій температурі.

Коефіцієнт  $\chi$  визначають за формулою

$$\chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}, \quad (3.101)$$

де  $[\sigma]_1$  – допустима напружина для матеріалу конічної перехідної частини при розрахунковій температурі, МПа;

$[\sigma]_2$  – допустима напружина для матеріалу циліндричної перехідної частини при розрахунковій температурі, МПа.

Виконавчу товщину стінки перехідної частини циліндричної обичайки  $S_2$ , мм, визначають за формулою

$$S_2 \geq S_{2p} + C. \quad (3.102)$$

Виконавчу товщину стінки конічної перехідної частини  $S_I$ , мм, визначають за формулою

$$S_I \geq \frac{S_I - C}{S_2 - C} \cdot S_{2p} + C. \quad (3.103)$$

Після призначення виконавчих толщин стінок перехідних частин  $S_I$  і  $S_2$  уточнюють значення коефіцієнтів форми  $\beta$  і  $\beta_I$  за формулами (3.100, 3.99), а потім товщини перехідних частин за формулами (3.98, 3.102 і 3.103). Розрахунок проводять до збігання отриманих виконавчих товщин стінок розраховуваних елементів з попередньо прийнятими.

Допустимий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск за умови міцності перехідної частини визначають за формулою

$$[P] = \frac{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_R \cdot (S_2 - C)}{D \cdot \beta_I + (S_2 - C)}. \quad (3.104)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### **З'єднання циліндричної і конічної обичайок зі зміцнювальним кільцем**

З'єднання циліндричної і конічної обичайок зі зміцнювальним кільцем показано на рисунку 3.21б.

Необхідну площу поперечного перерізу зміцнювального кільця  $A_k$ , мм<sup>2</sup>, визначають за формулою

$$A_k = \frac{P \cdot D^2 \cdot \text{tg } \alpha}{8[\sigma]_k \cdot \varphi_{ap}} \cdot \left( 1 - \frac{\beta_A + 0,25}{\beta + 0,25} \right), \quad (3.105)$$

де  $[\sigma]_k$  – допустима напружина матеріалу зміцнювального кільця при розрахунковій температурі, МПа;

$\beta_A, \beta$  – коефіцієнти форми.

Коефіцієнт  $\beta_A$  визначають за формулою

$$\beta_A = \left( \frac{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_R}{P} - 1 \right) \cdot \frac{S_2 - C}{D}. \quad (3.106)$$

Коефіцієнт  $\beta$  визначають за формулою (3.100).

Якщо площа поперечного перерізу зміцнювального кільця  $A_k \leq 0$ , зміцнення кільцем жорсткості не потрібно.

Допустимий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск за умови міцності перехідної частини визначають за формулою

$$[P] = \frac{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_R \cdot (S_2 - C)}{D \cdot \beta_2 + (S_2 - C)}, \quad (3.107)$$

де  $\beta_2$  – загальний коефіцієнт форми для перехідної частини.

$$\beta_2 = \max\{0,5; \beta_0\}, \quad (3.108)$$

де  $\beta_0$  – коефіцієнт форми, який визначають за формулою

$$\beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{D}{S_2 - C}} \cdot \operatorname{tg} \alpha - B_3 \cdot \left[ 1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \cdot \left(\frac{S_1 - C}{S_2 - C}\right)^2}{2 \cos \alpha}} \cdot \chi \cdot \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \right]}{B_2 + \left[ 1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \cdot \left(\frac{S_1 - C}{S_2 - C}\right)^2}{2 \cos \alpha}} \cdot \chi \cdot \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \right]}, \quad (3.109)$$

де  $B_2$  і  $B_3$  – безрозмірні коефіцієнти.

$$B_2 = \frac{1,6 A_\kappa}{(S_2 - C) \cdot \sqrt{D \cdot (S_2 - C)}} \cdot \frac{[\sigma]_\kappa \cdot \varphi_{ap}}{[\sigma]_2 \cdot \varphi_p}; \quad (3.110)$$

$$B_3 = 0,25.$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

Перевірку міцності зварного шва зміцнювального кільця проводять за формулою

$$\sum t_j \geq \frac{4 A_\kappa}{D}, \quad (3.111)$$

де  $\sum t_j$  – сума ефективних ширин зварних швів між зміцнювальним кільцем і обичайкою (рисунок 3.24).



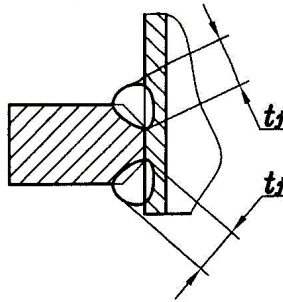


Рисунок 3.24 – Ефективна ширина зварного шва

У переривчастого зварного шва дійсна його ширина зменшується у відношенні довжин зварного шва і всього периметра обичайки. Відстань між кінцями переривчастих швів повинна бути не більше восьми товщин стінки обичайки, а сума довжин зварних швів – не менше половини довжини контуру кільця.

### **З'єднання циліндричної і конічної обичайок з тороїдальним переходом**

З'єднання циліндричної і конічної обичайок з тороїдальним переходом показано на рисунку 3.22.

Товщину стінки тороїдального переходу  $S_T$ , мм, визначають за формулою

$$S_T \geq S_{TP} + C, \quad (3.112)$$

де  $S_{TP}$  – розрахункова товщина стінки перехідного елемента з тороїдальним переходом, мм.

$$S_{TP} = \frac{P \cdot D \cdot \beta_3}{2 \varphi_R \cdot [\sigma] - P}, \quad (3.113)$$

де  $\beta_3$  – коефіцієнт форми.

$$\beta_3 = \max \{0,5; \beta \cdot \beta_T\}, \quad (3.114)$$

де  $\beta$  і  $\beta_T$  – коефіцієнти форми.

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_T - C}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \sqrt{\frac{I}{\cos \alpha}}} - 0,25; \quad (3.115)$$

$$\beta_T = \frac{I}{0,028 \frac{\alpha \cdot r}{D} \cdot \sqrt{\frac{D}{S_T - C}} + \frac{I}{\sqrt{\cos \alpha}} + I}, \quad (3.116)$$

де  $r$  – внутрішній радіус конічного переходу, мм.

Допустимий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск за умови міцності перехідної частини визначають за формулою

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_R \cdot (S_T - C)}{D \cdot \beta_3 + (S_T - C)}. \quad (3.117)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### **З'єднання конічної обичайки зі штуцером або циліндричною обичайкою меншого діаметра**

З'єднання конічної обичайки зі штуцером або циліндричною обичайкою меншого діаметра показано на рисунку 3.21,в.

Розрахункову товщину стінки штуцера  $S_{2p}$ , мм, визначають за формулою

$$S_{2p} = \frac{P \cdot D \cdot \beta_4}{2 \varphi_R \cdot [\sigma]_2 - P}, \quad (3.118)$$

де  $\beta_4$  – коефіцієнт форми.

$$\beta_4 = \max \{1, 0; \beta_n\}, \quad (3.119)$$

де  $\beta_n$  – коефіцієнт форми.

Коефіцієнт  $\beta_n$  визначають за формулою

$$\beta_H = \left\{ \begin{array}{l} \beta + 0,75, \text{ якщо } \chi \cdot \left( \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \right)^2 \geq 1 \\ 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_2 - C}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\chi \cdot \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \sqrt{\frac{S_1 - C}{(S_2 - C) \cdot \cos \alpha}} + \sqrt{\frac{1 + \chi \cdot \left( \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \right)^2}{2}}} + \\ + 0,5, \text{ якщо } \chi \cdot \left( \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \right)^2 < 1 \end{array} \right. \quad (3.120)$$

Допустимий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск за умови міцності перехідної частини визначають за формулою

$$[P] = \frac{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_R \cdot (S_2 - C)}{D \cdot \beta_4 + (S_2 - C)}. \quad (3.121)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### Приклад 3.19

Розрахувати товщину стінки конічного відбортovanого днища корпусу апарата зі сталі марки Ст3сп5 (рисунок 3.25). Внутрішній діаметр апарата  $D=1000$  мм, розрахунковий тиск в апараті  $P=1,0$  МПа, розрахункова температура стінки днища  $t=165$  °С. Коефіцієнти міцності зварних з'єднань прийняти рівними  $\varphi_p = \varphi_T = 0,9$ , товщину стінки циліндричної обичайки –  $S = 8$  мм, суму добавок до розрахункової товщини стінки –  $C = 2,8$  мм.

Розрахункову довжину перехідної частини з'єднання з тороїдальним переходом визначаємо за формулою (3.80), приймаючи для попереднього розрахунку виконавчу товщину стінки тороїдального переходу, рівною товщині стінки циліндричної обичайки  $S_T = S$ .

$$a_1 = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_T - C)} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1000}{\cos 45^\circ} (8 - 2,8)} = 60 \text{ мм.}$$

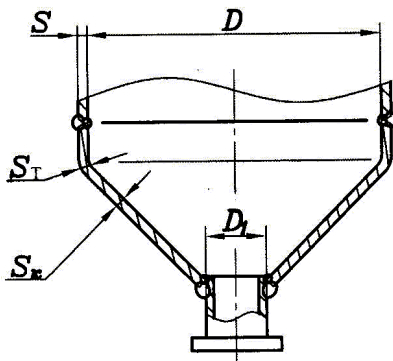


Рисунок 3.25 – Конічне відбортоване днище корпуса апарата

Розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки визначаємо за формулою (3.83)

$$\begin{aligned} D_k &= D - 2[r \cdot (1 - \cos \alpha) + 0,7 a_1 \cdot \sin \alpha] = \\ &= 1000 - 2[160 \cdot (1 - \cos 45^\circ) + 0,7 \cdot 60 \cdot \sin 45^\circ] = 847 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Допустиму напружину матеріалу стінки днища при розрахунковій температурі  $t = 165^\circ \text{C}$  визначаємо за таблицею Б.1 додатку Б,

$$[\sigma] = 144 \text{ МПа.}$$

Розрахункову товщину стінки днища визначаємо за формулою (3.86)

$$S_{кр} = \frac{P \cdot D_k}{2 \varphi_p \cdot [\sigma] - P} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1 \cdot 847}{2 \cdot 0,9 \cdot 144 - 1} \cdot \frac{1}{\cos 45^\circ} = 4,64 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки конічного днища визначаємо за формулою (3.87)

$$S_k \geq S_{кр} + C = 4,64 + 2,8 = 7,44 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S_k = 8 \text{ мм.}$

Отримана в результаті розрахунку товщина стінки конічного днища збігається з попередньо прийнятою товщиною стінки тороїдального переходу.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначаємо за формулою (3.88)

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S_\kappa - C)}{\frac{D_\kappa}{\cos \alpha} + (S_\kappa - C)} = \frac{2 \cdot 144 \cdot 0,9 \cdot (8 - 2,8)}{\frac{847}{\cos 45^\circ} + (8 - 2,8)} = 1,12 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,12 \text{ МПа}$$

виконується.

Умови застосування розрахункових формул:

$$\alpha = 45^\circ < 70^\circ ;$$

$$0,001 < \frac{S_1 \cdot \cos \alpha}{D} = \frac{8 \cdot \cos 45^\circ}{1000} = 0,0057 < 0,05$$

виконуються.

Виконуємо розрахунок з'єднання конічної і циліндричної обичайок за допомогою тороїдального переходу.

Для визначення товщини стінки тороїдального переходу обчислюємо коефіцієнти  $\beta$ ,  $\beta_T$  і  $\beta_3$  за формулами (3.115), (3.116), (3.114)

$$\begin{aligned} \beta &= 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_T - C}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \sqrt{\frac{I}{\cos \alpha}}} - 0,25 = \\ &= 0,4 \cdot \sqrt{\frac{1000}{8 - 2,8}} \cdot \frac{\operatorname{tg} 45^\circ}{1 + \sqrt{\frac{I}{\cos 45^\circ}}} - 0,25 = 2,284; \\ \beta_T &= \frac{I}{0,028 \frac{r}{D} \cdot \sqrt{\frac{D}{S_T - C}} \cdot \alpha} = \frac{I}{0,028 \cdot \frac{160}{1000} \cdot \sqrt{\frac{1000}{8 - 2,8}} \cdot 45^\circ} = 0,439; \\ &= \frac{I}{1 + \frac{I}{\sqrt{\cos \alpha}} + 1} = \frac{I}{1 + \frac{I}{\sqrt{\cos 45^\circ}} + 1} \end{aligned}$$

$$\beta_3 = \max\{0,5; \beta \cdot \beta_T\} = \max\{0,5; 2,284 \cdot 0,439\} = \\ = \max\{0,5; 1,003\} = 1,003$$

Розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів визначаємо за формулою (3.84)

$$\varphi_R = \sqrt{\varphi_T} = \sqrt{0,9} = 0,949.$$

Розрахункову товщину стінки тороїдального переходу визначаємо за формулою (3.113)

$$S_{TP} = \frac{P \cdot D \cdot \beta_3}{2 \varphi_R \cdot [\sigma] - P} = \frac{1,0 \cdot 1000 \cdot 1,003}{2 \cdot 0,949 \cdot 144 - 1,0} = 3,68 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки тороїдального переходу визначаємо за формулою (3.112)

$$S_T \geq S_{TP} + C = 3,68 + 2,8 = 6,48 \text{ мм}$$

і округляємо до найближчої більшої товщини листового прокату,  $S_T = 8 \text{ мм}$ .

Допустимий внутрішній надлишковий тиск за умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою (3.117)

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S_T - C)}{D \cdot \beta_3 + (S_T - C)} = \frac{2 \cdot 144 \cdot 0,949 \cdot (8 - 2,8)}{1000 \cdot 1,003 + (8 - 2,8)} = 1,4 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,4 \text{ МПа}$$

виконується.

### Приклад 3.20

Розрахувати товщину стінки кінцевого невідбортovanого переходу колонного апарата, що працює під внутрішнім надлишковим тиском (рисунок 3.23). Внутрішній діаметр нижньої частини колонного апарата  $D = 1200 \text{ мм}$ , діаметр верхньої частини  $D_M = 1000 \text{ мм}$ . Розрахунковий тиск в апараті  $P = 1,0 \text{ МПа}$ , розрахункова температура стінки апарата  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ , матеріал корпусу – сталь марки Ст3сп5. Коефіцієнти міцності зварних з'єднань прийняти рівними  $\varphi_p = \varphi_T = 0,9$ , товщини стінок циліндричних обичайок –  $S = S_M = 8 \text{ мм}$ , суму добавок до розрахункової товщини стінки –  $C = 1,8 \text{ мм}$ .

Приймаємо половину кута при вершині конічного переходу рівною  $\alpha = 22,5^\circ$ . Розрахункову довжину перехідної частини з'єднання без тороїдального переходу визначаємо за формулою (3.77), приймаючи для попереднього розрахунку товщину стінки перехідної частини конічного переходу рівною  $S_1 = S$

$$a_1 = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos\alpha} \cdot (S_1 - C)} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1200}{\cos 22,5^\circ} \cdot (8 - 1,8)} = 62,8 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки визначаємо за формулою (3.82)

$$D_\kappa = D - 1,4 a_1 \cdot \sin\alpha = 1200 - 1,4 \cdot 62,8 \cdot \sin 22,5^\circ = 1166 \text{ мм.}$$

Допустиму напружину матеріалу стінки конічної обичайки при розрахунковій температурі  $t = 100^\circ\text{C}$  визначаємо за таблицею Б.1 додатку Б,

$$[\sigma] = 149 \text{ МПа.}$$

Розрахункову товщину стінки конічної обичайки визначаємо за формулою (3.86)

$$S_{кр} = \frac{P \cdot D_\kappa}{2 \varphi_p \cdot [\sigma] - P} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} = \frac{1 \cdot 1166}{2 \cdot 0,9 \cdot 149 - 1} \cdot \frac{1}{\cos 22,5^\circ} = 4,73 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину конічної обичайки визначаємо за формулою (3.87)

$$S_\kappa \geq S_{кр} + C = 4,73 + 1,8 = 6,53 \text{ мм}$$

і приймаємо рівною  $S_\kappa = 8 \text{ мм}$ .

Отримана в результаті розрахунку товщина стінки конічного переходу збігається з попередньо прийнятою.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначаємо за формулою (3.88)

$$[P] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S_\kappa - C)}{\frac{D_\kappa}{\cos\alpha} + (S_\kappa - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot 0,9 \cdot (8 - 1,8)}{\frac{1166}{\cos 22,5^\circ} + (8 - 1,8)} = 1,31 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,31 \text{ МПа}$$

виконується.

Умови застосування формул:

$$\alpha = 22,5^\circ < 70^\circ ;$$

$$a_{1D} = \frac{D - (D_m + 2S_m)}{2 \sin \alpha} = \frac{1200 - (1000 + 2 \cdot 8)}{2 \sin 22,5^\circ} = 240,4 > a_1 = 62,8 \text{ мм}$$

виконуються.

Товщини стінок перехідних частин конічної  $S_1$  і циліндричної  $S_2$  обичайок розраховуємо методом послідовних наближень, попередньо прийнявши  $S_1 = S_k = 8 \text{ мм}$  і  $S_2 = S = 8 \text{ мм}$ .

Коефіцієнт  $\chi$  визначаємо за формулою (3.101)

$$\chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2} = \frac{149}{149} = 1.$$

Для визначення розрахункової товщини стінки перехідної частини циліндричної обичайки визначаємо значення коефіцієнтів  $\beta$  за формулою (3.100) і  $\beta_1$  за формулою (3.99)

$$\begin{aligned} \beta &= 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_2 - C}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \cdot \left(\frac{S_1 - C}{S_2 - C}\right)^2}{2 \cos \alpha}} \cdot \chi \cdot \frac{S_1 - C}{S_2 - C}} - 0,25 = \\ &= 0,4 \cdot \sqrt{\frac{1200}{8 - 1,8}} \cdot \frac{\operatorname{tg} 22,5^\circ}{1 + \sqrt{\frac{1 + 1 \cdot \left(\frac{8 - 1,8}{8 - 1,8}\right)^2}{2 \cdot \cos 22,5^\circ}} \cdot 1 \cdot \frac{8 - 1,8}{8 - 1,8}} - 0,25 = 0,88; \end{aligned}$$

$$\beta_1 = \max \{0,5; \beta\} = \max \{0,5; 0,88\} = 0,88.$$

Розрахунковий коефіцієнт міцності зварних з'єднань при дії внутрішнього надлишкового тиску для з'єднання без тороїдального переходу визначаємо за формулою (3.84)

$$\varphi_R = \sqrt{\varphi_T} = \sqrt{0,9} = 0,949.$$



Розрахункову товщину стінки перехідної частини циліндричної обичайки визначаємо за формулою (3.98)

$$S_{2p} = \frac{P \cdot D \cdot \beta_1}{2 [\sigma]_2 \cdot \varphi_R - P} = \frac{1,0 \cdot 1200 \cdot 0,88}{2 \cdot 149 \cdot 0,949 - 1,0} = 3,75.$$

Виконавчу товщину стінки перехідної частини циліндричної обичайки визначаємо за формулою (3.102)

$$S_2 \geq S_{2p} + C = 3,75 + 1,8 = 5,55 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину стінки перехідної частини циліндричної обичайки рівною товщині стінки циліндричної обичайки  $S_2 = S = 8 \text{ мм}$ . Отримана в результаті розрахунку виконавча товщина стінки перехідної частини  $S_2$  збігається з попередньо прийнятою.

Розраховуємо товщину стінки кінчної перехідної частини невідбортованого переходу за формулою (3.103)

$$S_1 \geq \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \cdot S_{2p} + C = \frac{8 - 1,8}{8 - 1,8} \cdot 3,75 + 1,8 = 5,55 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину стінки кінчної перехідної частини невідбортованого переходу рівною  $S_1 = S_k = 6 \text{ мм}$ .

Умова застосування формул

$$S_1 - C = 6 - 1,8 = 4,2 < S_2 - C = 8 - 1,8 = 6,2 \text{ мм}$$

не виконується. Приймаємо товщину стінки кінчної перехідної частини невідбортованого переходу  $S_1 = S_k = 8 \text{ мм}$ , при якій умова застосування розрахункових формул виконується.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск за умови міцності кінчної перехідної частини визначаємо за формулою (3.104)

$$[P] = \frac{2 [\sigma]_2 \cdot \varphi_R \cdot (S_2 - C)}{D \cdot \beta_1 + (S_2 - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot 0,949 \cdot (8 - 1,8)}{1200 \cdot 0,88 + (8 - 1,8)} = 1,65 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,65 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$0,001 < \frac{S_1 \cdot \cos \alpha}{D} = \frac{8 \cos 22,5^\circ}{1200} = 0,006 < 0,05$$

виконується.

### Приклад 3.21

Розрахувати товщину стінки конічного відбортованого днища корпуса апарата з сорочкою (рисунок 3.2,6). Тиск в апараті – атмосферний, розрахунковий тиск у сорочці  $P = 0,63$  МПа. Матеріал корпуса – сталь марки Ст3сп5. Внутрішній діаметр апарата  $D = 1000$  мм, розрахункова температура  $t = 165$  °С. Діаметр нижнього отвору конічного днища  $D_1 = 90$  мм. Товщину стінки циліндричної обичайки прийняти рівною  $S = 12$  мм, добавку для компенсації корозії та ерозії:

– з боку робочого середовища  $C'_1 = 2$  мм;

– з боку теплоносія  $C''_1 = 1$  мм.

За таблицею 3.8 визначаємо модуль подовжньої пружності матеріалу днища при розрахунковій температурі  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа.

Коефіцієнт  $K_1$  визначаємо за формулою (3.90), приймаючи коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов  $n_y = 2,4$

$$K_1 = 0,36 \frac{n_y \cdot P}{E \cdot 10^{-6}} = 0,36 \cdot \frac{2,4 \cdot 0,63}{1,85 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6}} = 2,94.$$

Ефективну довжину конічної обичайки визначаємо за формулою

$$l_E = \frac{D - D_1}{2 \sin \alpha} = \frac{1200 - 90}{2 \cdot \sin 45^\circ} = 643,5 \text{ мм.}$$

Ефективний діаметр конічної обичайки визначаємо за формулою (3.93), прийнявши для попереднього розрахунку  $S_k = S = 12$  мм

$$\begin{aligned} D_E &= \max \left\{ \frac{D + D_1}{2 \cos \alpha}; \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31(D + D_1) \cdot \sqrt{\frac{D + D_1}{100(S_k - C)}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right\} = \\ &= \max \left\{ \frac{1200 + 90}{2 \cdot \cos 45^\circ}; \frac{1200}{\cos 45^\circ} - 0,31 \cdot (1200 + 90) \cdot \sqrt{\frac{1200 + 90}{100 \cdot (12 - 3,8)}} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ \right\} = \\ &= \max \{ 770,8; 1025 \} = 1025 \text{ мм.} \end{aligned}$$

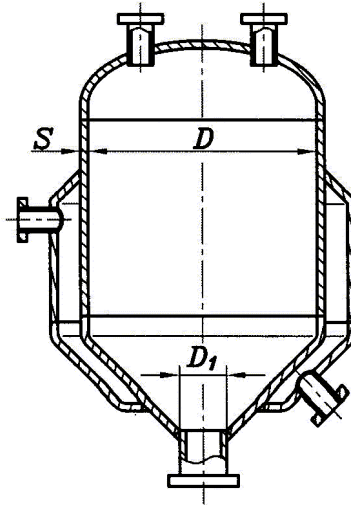


Рисунок 3.26 – Апарат із сорочкою

Коефіцієнт  $K_3$  визначаємо за формулою (3.91)

$$K_3 = \frac{l_E}{D_E} = \frac{643,5}{1025} = 0,628.$$

Коефіцієнт  $K_2$  визначаємо за номограмою, яка наведена на рисунку 3.7,  $K_2 = 0,6$ .

Допустиму напружину матеріалу стінки днища при розрахунковій температурі  $t = 165 \text{ }^\circ\text{C}$  визначаємо за таблицею Б.1 додатку Б,

$$[\sigma] = 144 \text{ МПа.}$$

Розрахункову товщину стінки визначаємо за формулою (3.89)

$$\begin{aligned} S_{кр} &= \max \left\{ K_2 \cdot D_E \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 P \cdot D_E}{2 [\sigma]} \right\} = \\ &= \max \left\{ 0,6 \cdot 1025 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,63 \cdot 1025}{2 \cdot 144} \right\} = \max \{ 6,15; 2,47 \} = \\ &= 6,15 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Добавка для компенсації корозії та ерозії складає

$$C_1 = C_1' + C_1'' = 2 + 1 = 3 \text{ мм.}$$

Добавка для компенсації мінусового допуску (за таблицею 3.4 для листового прокату товщиною 8-12 мм) складає

$$C_2 = 0,8 \text{ мм.}$$

Сума добавок до розрахункової товщини стінки обичайки

$$C = C_1 + C_2 = 3 + 0,8 = 3,8 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки конічного днища визначаємо за формулою (3.87)

$$S_k \geq S_{кр} + C = 6,15 + 3,8 = 9,95 \text{ мм}$$

і округляємо до найближчої більшої товщини листового прокату  $S_k = 10 \text{ мм}$ .

Товщина днища, що отримана в результаті розрахунку, не збігається з попередньо прийнятою. Уточнюємо ефективний діаметр по отриманій товщині стінки конічного днища за формулою (3.93)

$$\begin{aligned} D_E &= \max \left\{ \frac{D + D_1}{2 \cos \alpha}; \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31(D + D_1) \cdot \sqrt{\frac{D + D_1}{100(S_k - C)}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right\} = \\ &= \max \left\{ \frac{1200 + 90}{2 \cdot \cos 45^\circ}; \frac{1200}{\cos 45^\circ} - 0,31 \cdot (1200 + 90) \cdot \sqrt{\frac{1200 + 90}{100 \cdot (10 - 3,8)}} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ \right\} = \\ &= \max \{770,8; 966,2\} = 966,2 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Уточнюємо значення коефіцієнта  $K_3$

$$K_3 = \frac{l_E}{D_E} = \frac{643,5}{966,2} = 0,666$$

Знаходимо значення коефіцієнта  $K_2$  за номограмою на рисунку 3.7,  $K_2 = 0,6$ . Визначаємо розрахункову товщину стінки конічної обичайки за формулою (3.89)

$$S_{кр} = \max \left\{ K_2 \cdot D_E \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 P \cdot D_E}{2 [\sigma]} \right\} =$$

$$= \max \left\{ 0,6 \cdot 966,2 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,63 \cdot 966,2}{2 \cdot 144} \right\} = \max \{5,8; 2,33\} = 5,8 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки конічного днища визначаємо за формулою (3.87)

$$S_{\kappa} \geq S_{\kappa p} + C = 5,8 + 3,8 = 9,6 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки конічного днища за таблицею Г.2 додатку Г приймаємо рівною  $S_{\kappa} = 10 \text{ мм.}$

Отримана в результаті розрахунку товщина стінки конічного днища збіглася з попередньо прийнятою. Остаточну приймаємо товщину стінки днища рівною  $S_{\kappa} = 10 \text{ мм.}$

Уточнюємо довжину перехідної частини днища за формулою (3.80)

$$a_1 = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_{\text{T}} - C)} = 0,7 \sqrt{\frac{1200}{\cos 45^\circ} (10 - 3,8)} = 65,5 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки визначаємо за формулою (3.83)

$$\begin{aligned} D_{\kappa} &= D - 2 \left[ r \cdot (1 - \cos \alpha) + 0,7 a_1 \cdot \sin \alpha \right] = \\ &= 1200 - 2 \cdot \left[ 160 \cdot (1 - \cos 45^\circ) + 0,7 \cdot 65,5 \cdot \sin 45^\circ \right] = 841,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Допустимий тиск для гладкої циліндричної обичайки за умови міцності визначаємо за формулою (3.95)

$$[P]_{\text{II}} = \frac{2 [\sigma] \cdot (S_{\kappa} - C)}{\frac{D_{\kappa}}{\cos \alpha} + (S_{\kappa} - C)} = \frac{2 \cdot 144 \cdot (10 - 3,8)}{\frac{841,4}{\cos 45^\circ} + (10 - 3,8)} = 1,493 \text{ МПа,}$$

а допустимий тиск за умови стійкості – за формулою (3.96)

$$\begin{aligned} [P]_{\text{E}} &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y \cdot B_1} \cdot \frac{D_E}{l_E} \cdot \left[ \frac{100(S_{\kappa} - C)}{D_E} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1,0} \cdot \frac{966,2}{643,5} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (10 - 3,8)}{966,2} \right]^{2,5} = 0,794 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

де  $B_1$  – безрозмірний коефіцієнт, який визначається за формулою (3.97).

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \cdot \sqrt{\frac{D_E}{100(S_k - C)}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{966,2}{643,5} \cdot \sqrt{\frac{966,2}{100 \cdot (10 - 3,8)}} \right\} = \min \{1,0; 17,7\} = 1,0.$$

Допустимий зовнішній тиск визначається за формулою (3.94)

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{II}}{[P]_E}\right)^2}} = \frac{1,493}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,493}{0,794}\right)^2}} = 0,7 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,63 \leq [P] = 0,7 \text{ МПа}$$

виконується.

Умови застосування розрахункових формул:

$$\alpha = 45^\circ < 70^\circ ;$$

$$0,001 < \frac{S_1 \cdot \cos \alpha}{D} = \frac{10 \cdot \cos 45^\circ}{1000} = 0,007 < 0,05$$

виконуються.

### Приклад 3.22

Перевірити необхідність установки зміцнювального кільця за даними прикладу 3.20.

Розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів  $\varphi_R$  при дії внутрішнього тиску для з'єднання обичайок зі зміцнювальним кільцем визначаємо за формулою (3.84)

$$\varphi_R = \sqrt{\varphi_T} = \sqrt{0,9} = 0,949.$$

Вважаємо, що зміцнювальне кільце виконано з того ж матеріалу, що й обичайки, які з'єднуються між собою. При цьому допустимо напружину матеріалу зміцнювального кільця, перехідних частин конічної та циліндричної обичайок зі сталі марки СтЗсп5 при розрахунковій температурі  $t = 100^\circ \text{C}$  визначаємо за таблицею Б.1 додатку Б,

$$[\sigma]_k = [\sigma]_l = [\sigma]_2 = 149 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт  $\chi$  визначаємо за формулою (3.101)

$$\chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2} = \frac{149}{149} = 1.$$

Коефіцієнти форми  $\beta_A$  і  $\beta$  визначаємо за формулами (3.106) та (3.100):

$$\beta_A = \left( \frac{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_R}{P} - 1 \right) \cdot \frac{S_2 - C}{D} = \left( \frac{2 \cdot 149 \cdot 0,949}{1,0} - 1 \right) \cdot \frac{8 - 1,8}{1200} = 1,46;$$

$$\begin{aligned} \beta &= 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_2 - C}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \cdot \left( \frac{S_1 - C}{S_2 - C} \right)^2}{2 \cos \alpha} \cdot \chi \cdot \frac{S_1 - C}{S_2 - C}}} - 0,25 = \\ &= 0,4 \cdot \sqrt{\frac{1200}{8 - 1,8}} \cdot \frac{\operatorname{tg} 22,5^\circ}{1 + \sqrt{\frac{1 + 1 \cdot \left( \frac{8 - 1,8}{8 - 1,8} \right)^2}{2 \cdot \cos 22,5^\circ} \cdot 1 \cdot \frac{8 - 1,8}{8 - 1,8}}} - 0,25 = 0,88. \end{aligned}$$

Приймаємо коефіцієнт міцності поперечного зварного шва зміцнювального кільця  $\varphi_a = \varphi_T = 0,9$ , тоді розрахунковий коефіцієнт міцності поперечного зварного шва зміцнювального кільця при дії внутрішнього тиску складає  $\varphi_{ap} = \varphi_a = 0,9$ . Необхідну площу поперечного перерізу зміцнювального кільця визначаємо за формулою (3.105)

$$\begin{aligned} A_K &= \frac{P \cdot D^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{8[\sigma]_K \cdot \varphi_{ap}} \cdot \left( 1 - \frac{\beta_A + 0,25}{\beta + 0,25} \right) = \\ &= \frac{1,0 \cdot 1200^2 \cdot \operatorname{tg} 22,5^\circ}{8 \cdot 149 \cdot 0,9} \cdot \left( 1 - \frac{1,46 + 0,25}{0,88 + 0,25} \right) = -285 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Оскільки значення площі поперечного перерізу кільця жорсткості  $A_K$  вийшло негативним, зміцнення кільцем жорсткості не потрібно.

### Приклад 3.23

Розрахувати з'єднання штуцера з конічним відбортованим днищем за даними прикладу 3.19. Умовний прохід штуцера  $D_y = 80$  мм, матеріал - сталь 20. Добавку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = C'_1 = 2$  мм.

Допустима напружина при розрахунковій температурі для матеріалу конічної перехідної частини зі сталі марки СтЗсп5  $[\sigma]_1 = 144$  МПа, а для матеріалу штуцера (сталь 20) –  $[\sigma]_2 = 138$  МПа. Для штуцера з умовним проходом  $D_y = 80$  мм приймаємо трубу 89×4 мм. Внутрішній діаметр штуцера визначаємо за формулою

$$d = d_n - 2S_2,$$

де  $d_n = 89$  мм – зовнішній діаметр труби;

$S_2 = 4$  мм – товщина стінки труби.

$$d = 89 - 2 \cdot 4 = 81 \text{ мм.}$$

Добавку  $C'_2$  для труби приймаємо рівною 15 % від товщини її стінки

$$C'_2 = 0,15 S_2 = 0,15 \cdot 4 = 0,6 \text{ мм.}$$

Сума добавок до розрахункової товщини стінки штуцера складає

$$C' = C'_1 + C'_2 = 2 + 0,6 = 2,6 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $\chi$  визначаємо за формулою (3.101)

$$\chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2} = \frac{144}{138} = 1,043.$$

Коефіцієнт  $\beta$  розраховуємо за формулою (3.100)

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_2 - C'}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \cdot \left(\frac{S_1 - C}{S_2 - C'}\right)^2}{2 \cos \alpha}}} \cdot \chi \cdot \frac{S_1 - C}{S_2 - C'} - 0,25 =$$



$$= 0,4 \cdot \sqrt{\frac{81}{4-2,6}} \cdot \frac{\operatorname{tg}45^\circ}{1 + \sqrt{\frac{1 + 1,043 \cdot \left(\frac{8-2,8}{4-2,6}\right)^2}{2 \cdot \cos45^\circ} \cdot 1,043 \cdot \frac{8-2,8}{4-2,6}}} - 0,25 = 0,156.$$

Відношення

$$\chi \cdot \left(\frac{S_1 - C}{S_2 - C'}\right)^2 = 1,043 \cdot \left(\frac{8-2,8}{4-2,6}\right)^2 = 14,4 > 1,$$

тому коефіцієнт  $\beta_n$  визначаємо за формулою (3.120)

$$\beta_n = \beta + 0,75 = 0,156 + 0,75 = 0,906$$

Коефіцієнт  $\beta_4$  розраховуємо за формулою (3.119)

$$\beta_4 = \max\{1,0; \beta_n\} = \max\{1,0; 0,906\} = 1,0.$$

Розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів  $\varphi_R$  визначаємо за формулою (3.85)

$$\varphi_R = \min\{\varphi_p; \sqrt{\varphi_T}\} = \min\{0,9; \sqrt{0,9}\} = \min\{0,9; 0,949\} = 0,9.$$

Розрахункову товщину стінки штуцера визначаємо за формулою (3.118)

$$S_{2p} = \frac{P \cdot D \cdot \beta_4}{2 \varphi_R \cdot [\sigma]_2 - P} = \frac{1 \cdot 81 \cdot 1,0}{2 \cdot 0,9 \cdot 138 - 1} = 0,33 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину стінки штуцера визначаємо за формулою (3.102)

$$S_2 \geq S_{2p} + C = 0,33 + 2,6 = 2,93 \text{ мм.}$$

Прийнята товщина стінки труби  $S_2 = 4 \text{ мм}$  задовольняє умові (3.102). Допустимий внутрішній надлишковий тиск за умови міцності визначаємо за формулою (3.121)

$$[P] = \frac{2[\sigma]_2 \cdot \varphi_R \cdot (S_2 - C)}{D \cdot \beta_4 + (S_2 - C)} = \frac{2 \cdot 138 \cdot 0,9 \cdot (4 - 2,6)}{81 \cdot 1 + (4 - 2,6)} = 4,22 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 4,22 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\alpha = 45^\circ < 70^\circ$$

виконується.

**Гладкі конічні обичайки, що працюють під спільною дією навантажин кількох видів (рисунки 3.21, 3.22, 3.23)**

Часто конічні обичайки апаратів працюють під спільною дією внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску, осьового стискального зусилля та згинального моменту. У цьому випадку товщину стінки обичайки визначають за умови міцності та стійкості від впливу відповідних навантажень.

Еквівалентні тиски від осьового стискального зусилля та згинального моменту  $P_F$  і  $P_M$ , МПа, визначають за формулами:

$$P_F = \frac{4F}{\pi \cdot D_p^2}; \quad (3.122)$$

$$P_M = \frac{16M}{\pi \cdot D_p^2}, \quad (3.123)$$

де  $F$  – розрахункове осьове стискальне зусилля, Н;

$M$  – розрахунковий згинальний момент, Н·мм;

$D_p$  – розрахунковий діаметр конічної обичайки, мм.

Розрахунковий діаметр конічної обичайки слід приймати рівним внутрішньому діаметру більшої циліндричної обичайки  $D_p = D$ .

Якщо конічна обичайка навантажена зовнішнім тиском, осьовим стискальним зусиллям та згинальним моментом, причому сума еквівалентних тисків від цих навантажень складає для відповідного розрахункового діаметра менше 10 % від робочого тиску, тобто

$$P_F + P_M < 0,1 P_{роб}, \quad (3.124)$$

її розраховують тільки на дію тиску.

Якщо сума еквівалентних тисків  $P_F$  і  $P_M$  складає для відповідного розрахункового діаметра не менше 10 % від робочого тиску, необхідно

виконати перевірку стійкості конічної обичайки від спільної дії навантажень за формулою

$$\frac{P}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1,0, \quad (3.125)$$

- де  $P$  – розрахунковий зовнішній тиск, МПа;  
 $F$  – розрахункове осьове стискальне зусилля, Н;  
 $M$  – розрахунковий згинальний момент, Н·мм;  
 $[P]$  – допустимий зовнішній тиск, який визначається за формулою (3.94), МПа;  
 $[F]$  – допустиме осьове стискальне зусилля, Н;  
 $[M]$  – допустимий згинальний момент, Н мм.

При дії внутрішнього тиску у формулі (3.125) необхідно прийняти  $P = 0$ .

Допустиме осьове стискальне зусилля, яке діє на гладку конічну обичайку, визначають за формулою

$$[F] = \min \left\{ \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + ([F]_{II}/[F]_E)^2}}; \frac{D_M + 2S_M}{D_F} \cdot [F]_{II} \right\}, \quad (3.126)$$

- де  $[F]_{II}$  – допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності, Н;  
 $[F]_E$  – допустиме осьове стискальне зусилля за умови стійкості в межах пружності, Н;  
 $D_M$  – внутрішній діаметр меншої циліндричної обичайки, мм;  
 $S_M$  – товщина стінки меншої циліндричної обичайки, мм;  
 $D_F$  – ефективний діаметр конічної обичайки при осьовому стисненні і згинанні, мм.

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності визначають за формулою

$$[F]_{II} = \pi \cdot D_F \cdot (S_K - C) \cdot [\sigma] \cdot \cos \alpha. \quad (3.127)$$

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови стійкості в межах пружності визначають за формулою

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \cdot (D_F \cdot \cos \alpha)^2 \cdot \left[ \frac{100(S_K - C)}{D_F} \right]^{2,5}. \quad (3.128)$$

Ефективний діаметр конічної обичайки при осьовому стисненні і згинанні необхідно розраховувати за формулою

$$D_F = \frac{0,9D + 0,1(D_M + 2S_M)}{\cos \alpha}. \quad (3.129)$$

Допустимий згинальний момент  $[M]$ , Н мм, розраховують за формулою

$$[M] = \frac{[M]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{II}}{[M]_E}\right)^2}}, \quad (3.130)$$

де  $[M]_{II}$  – допустимий згинальний момент за умови міцності, Н·мм;  
 $[M]_E$  – допустимий згинальний момент за умови стійкості в межах пружності, Н мм.

$$[M]_{II} = 0,25D_F \cdot [F]_{II}; \quad (3.131)$$

$$[M]_E = 0,286D_F \cdot [F]_E. \quad (3.132)$$

Допустимі осьові стискальні зусилля  $[F]_{II}$  і  $[F]_E$  визначають за формулами (3.127, 3.128), ефективний діаметр  $D_F$  – за формулою (3.129).

Необхідно також зробити перевірку стійкості від окремих навантажень:

$$P \leq [P]; \quad F \leq [F]; \quad M \leq [M]. \quad (3.133)$$

### **З'єднання циліндричних і конічних обичайок, що працюють під спільною дією навантажень кількох видів (рисунки 3.21, 3.22, 3.23)**

З'єднання циліндричних і конічних обичайок, що працюють під спільною дією навантажень кількох видів, перевіряють за умови міцності від окремих навантажень за умовами (3.133). При цьому, якщо сума еквівалентних тисків, які визначаються за формулами (3.122, 3.123), складає не менше 10 % від робочого тиску, необхідно перевірити умову стійкості за формулою (3.125), у якій допустимі навантаження для перехідної частини обичайки  $[P]$ ,  $[F]$  і  $[M]$  визначаються за формулами, що наведені нижче.

### **З'єднання конічної і циліндричної обичайок без тороїдального переходу (рисунки 3.21,а; 3.23)**

Допустимий зовнішній тиск визначають за формулою (3.104).

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності перехідної частини  $[F]$ , Н, визначають за формулою

$$[F] = \pi \cdot D \cdot \frac{(S_2 - C) \cdot [\sigma]_2 \cdot \varphi_p}{\beta_5}, \quad (3.134)$$

де  $\beta_5$  – коефіцієнт форми.

$$\beta_5 = \max \{1, 0; 2\beta + 1, 2\}. \quad (3.135)$$

Коефіцієнт форми  $\beta$  визначають за формулою (3.100).

Допустимий згинальний момент  $[M]$ , Н мм, розраховують за формулою

$$[M] = 0,25 D \cdot [F]. \quad (3.136)$$

### **З'єднання циліндричної і конічної обичайок зі зміцнювальним кільцем (рисунок 3.21,б)**

Допустимий зовнішній тиск  $[P]$  визначають за формулою (3.107).

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності перехідної частини  $[F]$ , Н, визначають за формулою

$$[F] = \pi \cdot D \cdot \frac{(S_2 - C) \cdot [\sigma]_2 \cdot \varphi_p}{\beta_6}, \quad (3.137)$$

де  $\beta_6$  – коефіцієнт форми.

$$\beta_6 = \max \{1, 0; 2\beta_0\}. \quad (3.138)$$

Коефіцієнт  $\beta_0$  визначають за формулою (3.109), в якій слід прийняти  $B_3 = -0,35$ .

Допустимий згинальний момент  $[M]$  розраховують за формулою (3.136), у якій осьове допустиме стискальне зусилля  $[F]$  визначають за формулою (3.137).

### **З'єднання конічної і циліндричної обичайок з тороїдальним переходом (рисунок 3.22)**

Допустимий зовнішній тиск  $[P]$  визначають за формулою (3.117).

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності перехідної частини визначають за формулою

$$[F] = \pi \cdot D \cdot \frac{(S_T - C) \cdot [\sigma] \cdot \varphi_P}{\beta_7}, \quad (3.139)$$

де  $\beta_7$  – коефіцієнт форми.

$$\beta_7 = \max \{ 1, 0; \beta_T \cdot (2\beta + 1,2) \}. \quad (3.140)$$

Коефіцієнти  $\beta$  і  $\beta_T$  визначають за формулами (3.115) і (3.116).

Допустимий згинальний момент  $[M]$  розраховують за формулою (3.136), у якій допустиме осьове стискальне зусилля  $[F]$  визначають за формулою (3.139).

### **З'єднання штуцера або циліндричної обичайки меншого діаметра з конічною обичайкою (рисунки 3.21,в; 3.23)**

Допустимий зовнішній тиск  $[P]$  визначають за формулою (3.121).

Допустиме осьове стискальне зусилля за умови міцності перехідної частини  $[F]$ , Н, визначають за формулою

$$[F] = \pi \cdot D \cdot \frac{(S_2 - C) \cdot [\sigma]_2 \cdot \varphi_P}{\beta_8}, \quad (3.141)$$

де  $\beta_8$  – коефіцієнт форми.

$$\beta_8 = \max \{ 1, 0; 2\beta_H - 1 \}. \quad (3.142)$$

Коефіцієнт  $\beta_H$  визначають за формулою (3.120).

Допустимий згинальний момент розраховують за формулою (3.136), у якій допустиме осьове стискальне зусилля  $[F]$  визначають за формулою (3.141).

### **Розрахунок конічних обичайок і днищ, виготовлених із двошарової сталі**

Розрахунок конічних обичайок і днищ, виготовлених із двошарової сталі, виконують аналогічно розрахунку циліндричних обичайок, наведе-

ному в підрозділі 3.2.

### 3.3.5 Плоскі днища та кришки

Розрахункові схеми плоских днищ, умови їх закріплення і коефіцієнти конструкції наведені в таблиці 3.12.

Розрахункова схема плоскої круглої кришки наведена на рисунку 3.18.

#### Умови застосування розрахункових формул

Формули для розрахунку плоских круглих днищ і кришок застосовні за виконання умови

$$(S_I - C')/D_p \leq 0,11,$$

де  $S_I$  – виконавча товщина стінки днища (кришки), мм;

$D_p$  – розрахунковий діаметр днища (кришки), мм;

$C'$  – сума добавок до розрахункової товщини днища, мм.

Розрахунок допускається проводити при

$$(S_I - C')/D_p > 0,11,$$

при цьому допустимий тиск  $[P]$ , розрахований за формулами (3.149, 3.160), необхідно помножити на поправочний коефіцієнт  $K_p$ .

$$K_p = \frac{2,2}{I + \sqrt{I + \left(6 \cdot \frac{S_I - C'}{D_p}\right)^2}}. \quad (3.143)$$

При  $K_p \cdot [P] < P$  товщину днища  $S_I$  необхідно збільшити так, щоб виконувалась умова

$$K_p \cdot [P] \geq P.$$

#### Розрахунок плоских круглих днищ

Товщину плоских круглих днищ посудин та апаратів, що працюють під внутрішнім надлишковим або зовнішнім тиском, розраховують за формулою

$$S_I \geq S_{Ip} + C', \quad (3.144)$$

де  $S_{Ip}$  – розрахункова товщина днища, мм.

$$S_{1p} = K \cdot K_o \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi \cdot [\sigma]}}, \quad (3.145)$$

де  $K$  – коефіцієнт, який визначається залежно від конструкції днища за таблицею 3.12;

$K_o$  – коефіцієнт ослаблення днища;

$D_p$  – розрахунковий діаметр днища, мм;

$P$  – внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, МПа;

$\varphi$  – коефіцієнт міцності зварних швів днища;

$[\sigma]$  – допустима напружина матеріалу днища при розрахунковій температурі, МПа.

Коефіцієнт ослаблення  $K_o$  для днищ, які мають один отвір, визначають за формулою

$$K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2}, \quad (3.146)$$

де  $d$  – діаметр отвору у днищі, мм.

Коефіцієнт  $K_o$  для днищ, які мають кілька отворів, визначають за формулою

$$K_o = \sqrt{\frac{1 - \sum (d_i/D_p)^3}{1 - \sum d_i/D_i}}, \quad (3.147)$$

де  $d_i$  – внутрішній діаметр штуцера або отвору у днищі, мм ( $i = 1, 2, 3 \dots n$ );

$n$  – кількість отворів у днищах.

Коефіцієнт  $K_o$  визначають для найбільш ослабленого діаметрального перерізу. Максимальну суму довжин хорд отворів у найбільш ослабленому діаметральному перерізі визначають відповідно до рисунка 3.27, а за формулою

$$\sum d_i = \max \{d_1 + d_3; b_2 + b_3\}. \quad (3.148)$$

Основні розрахункові розміри отворів наведені на рисунку 3.27.

Для днищ без отворів коефіцієнт ослаблення  $K_o$  приймають рівним 1.

В усіх випадках приєднання днища до обичайки мінімальна товщина плоского днища повинна бути не менше товщини стінки обичайки.

Допустимий тиск на плоске днище визначають за формулою

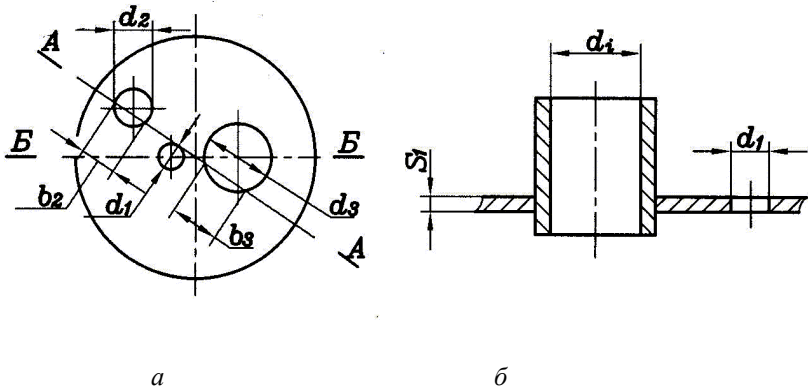


$$[P] = \left( \frac{S_1 - C'}{K \cdot K_o \cdot D_p} \right)^2 \cdot [\sigma]. \quad (3.149)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

Товщину стінки днища  $S_2$  для з'єднання типу 9 (таблиця 3.12) визначають за формулою

$$S_2 \geq \max \left\{ 1,1 S_1; \frac{S_1}{1 + \frac{D_p - 2r}{1,2 S_1} \cdot \sin \gamma} \right\}. \quad (3.150)$$



*a* – розрахункова схема плоского днища; *б* – розрахункові розміри отворів

Рисунок 3.27 – Основні розрахункові розміри отворів на плоскому днищі

Таблиця 3.12 – Значення коефіцієнта  $K$  залежно від конструкції днищ

Тип	Схема	Умови закріплення	Коефіцієнт конструкції
3		$\frac{S-C}{S_1-C'} < 0,25$ $\frac{S-C}{S_1-C'} \geq 0,25$ $D_p = D$	<p>0,45</p> <p>0,41</p>
4		$\frac{S-C}{S_1-C'} < 0,5$ $\frac{S-C}{S_1-C'} \geq 0,5$ $D_p = D$	<p>0,41</p> <p>0,38</p>
9		$\max\{S; 0,25S_1\} \leq r \leq \min\{S_1; 0,1D\}$ $h_1 \geq r$ $D_p = D - 2r$	$K = \max\left\{0,41 \times (1 - 0,23 \times \frac{S-C}{S_1-C'}); 0,35\right\}$
10		$\frac{S-C}{S_1-C'} < 0,5$ $\frac{S-C}{S_1-C'} \geq 0,5$ $D_p = D$ $0,25S_1 \leq r \leq S_1 - S_2$ $30^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$	<p>0,41</p> <p>0,38</p>

### Приклад 3.24

Розрахувати товщину плоского днища апарата (рисунок 3.28), який працює під внутрішнім надлишковим тиском. Розрахунковий тиск в апараті  $P=0,6$  МПа, розрахункова температура стінки днища  $t=100$  °С, внутрішній діаметр апарата  $D=400$  мм, товщина стінки циліндричної обичайки  $S=5$  мм, матеріал днища – сталь марки 20К. Додатку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1=C'_1=2$  мм. На днищі є штуцер з умовним проходом  $D_y = 100$  мм.

Допустиму напружину при розрахунковій температурі  $t=100$  °С для сталі марки 20К визначаємо за таблицею А.1 додатку А,

$$[\sigma]=142 \text{ МПа.}$$

Для днища, що виготовляється із заготовки, яка не має зварних швів, коефіцієнт міцності зварних швів приймаємо рівним  $\phi=1$ .

Для попереднього розрахунку коефіцієнт конструкції плоского днища приймаємо за таблицею 3.12 рівним  $K=0,45$ . Коефіцієнт ослаблення днища отвором  $K_o$  визначаємо за формулою (3.14,6). Розрахунковий діаметр днища даної конструкції відповідно до таблиці приймаємо рівним  $D_p = D = 400$  мм. Для штуцера з умовним проходом  $D_y = 100$  мм приймаємо трубу  $108 \times 4$  мм.

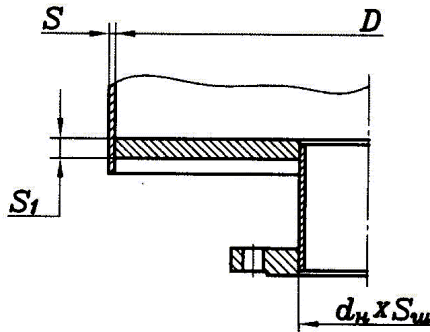


Рисунок 3.28 – Плоске днище зі штуцером

Внутрішній діаметр штуцера визначаємо за формулою

$$d = d_n - 2S_u = 108 - 2 \cdot 4 = 100 \text{ мм,}$$

де  $d_n$  – зовнішній діаметр штуцера, мм;

$S_{ш}$  – товщина стінки штуцера, мм.

Коефіцієнт ослаблення днища визначаємо за формулою (3.146)

$$K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2} = \sqrt{1 + \frac{100}{400} + \left(\frac{100}{400}\right)^2} = 1,146$$

Розрахункову товщину днища визначаємо за формулою (3.145)

$$S_{1p} = K \cdot K_o \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi \cdot [\sigma]}} = 0,45 \cdot 1,146 \cdot 400 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{1 \cdot 142}} = 13,4 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина плоского днища з урахуванням добавки для компенсації корозії та ерозії складає

$$S_1 \geq S_{1p} + C'_1 = 13,4 + 2 = 15,4 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину плоского днища приймаємо рівною  $S_1 = 16$  мм. Добавка для компенсації мінусового допуску для сталевого листа товщиною 16 мм складає  $C'_2 = 0,8$  мм. Перевіряємо необхідність врахування добавки для компенсації мінусового допуску

$$C'_2 = 0,8 = 0,05 \cdot S_1 = 0,05 \cdot 16 = 0,8 \text{ мм.}$$

Добавку не враховуємо, тому що вона не перевищує 5 % від товщини листа.

Уточнюємо значення коефіцієнта  $K$ , для чого розраховуємо відношення

$$\frac{S - C}{S_1 - C'} = \frac{5 - 2,5}{16 - 2} = 0,179 < 0,25.$$

За таблицею 3.12 знаходимо коефіцієнт  $K = 0,45$ , який дорівнює попередньо прийнятому.

Перевіряємо допустимий тиск за формулою (3.149)

$$[P] = \left( \frac{S_1 - C'}{K \cdot K_o \cdot D_p} \right)^2 \cdot [\sigma] = \left( \frac{16 - 2}{0,45 \cdot 1,146 \cdot 400} \right)^2 \cdot 142 = 0,65 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,6 < [P] = 0,65 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S_1 - C'}{D_p} = \frac{16 - 2}{400} = 0,035 < 0,11$$

виконується.

### Приклад 3.25

Розрахувати товщину плоского кованого днища апарата (рисунок 3.29), що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Розрахунковий тиск в апараті  $P=3,2$  МПа, розрахункова температура стінки днища  $t=150$  °С, внутрішній діаметр апарата  $D=600$  мм, товщина стінки циліндричної обичайки  $S=10$  мм, матеріал днища – сталь марки 16ГС, група апарата – 1. Добавку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = C'_1 = 2$  мм. На днищі є штуцер з умовним проходом  $D_y = 100$  мм.

Допустиму напружину при розрахунковій температурі  $t=150$  °С для сталі марки 16ГС визначаємо за таблицею А.1 додатку А,

$$[\sigma] = 171 \text{ МПа.}$$

Для днища, виготовлюваного із заготовки, яка не має зварних швів, приймаємо коефіцієнт міцності зварних швів  $\varphi = 1$ .

Радіус внутрішнього округлення днища приймаємо конструктивно рівним

$$r = 25 \text{ мм.}$$

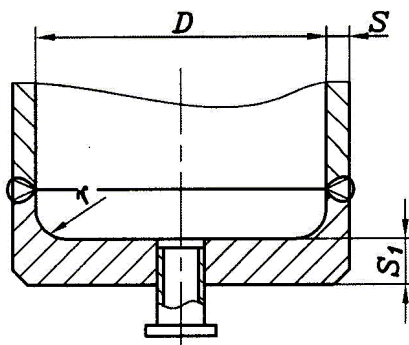


Рисунок 3.29 – Плоске коване днище з радіусним переходом

Розрахунковий діаметр днища відповідно до таблиці 3.12 складає

$$D_p = D - 2r = 600 - 2 \cdot 25 = 550 \text{ мм.}$$

Для штуцера з умовним проходом  $D_y = 100$  мм приймаємо трубу 108×4 мм.

Внутрішній діаметр штуцера

$$d = d_n - 2S_{ш} = 108 - 2 \cdot 4 = 100 \text{ мм,}$$

де  $d_n$  – зовнішній діаметр штуцера, мм;

$S_{ш}$  – товщина стінки штуцера, мм.

Коефіцієнт ослаблення визначаємо за формулою (3.146)

$$K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2} = \sqrt{1 + \frac{100}{550} + \left(\frac{100}{550}\right)^2} = 1,102$$

Для попереднього розрахунку за таблицею 3.12 коефіцієнт конструкції плоского днища приймаємо рівним  $K = 0,35$ .

Розрахункову товщину днища визначаємо за формулою (3.145)

$$S_{1p} = K \cdot K_o \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\phi \cdot [\sigma]}} = 0,35 \cdot 1,102 \cdot 550 \cdot \sqrt{\frac{3,2}{1 \cdot 171}} = 29,02 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину днища  $S_1$  визначаємо за формулою (3.144). Як суму добавок до розрахункової товщини кованиго днища  $C'$  приймаємо добавку для компенсації корозії та ерозії  $C'_1$ . Добавку для компенсації мінусового допуску не враховуємо, тому що днище виготовляється куванням з наступною механічною обробкою.

$$S_1 \geq S_{1p} + C' = 29,02 + 2 = 31,02 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S_1 = 32$  мм.

Умови застосування розрахункових формул:

$$\frac{S_1 - C'}{D_p} = \frac{32 - 2}{550} = 0,055 < 0,11;$$

$$\begin{aligned} \max\{S; 0,25S_1\} &= \max\{10; 0,25 \cdot 32\} = 10 < r = 25 < \min\{S_1; 0,1D\} = \\ &= \min\{32; 0,1 \cdot 600\} = 32 \text{ мм} \end{aligned}$$

виконуються.

Уточнюємо значення коефіцієнта  $K$

$$K = \max\left\{0,41 \cdot \left(1 - 0,23 \cdot \frac{S - C}{S_1 - C'}\right); 0,35\right\} = \\ = \max\left\{0,41 \cdot \left(1 - 0,23 \cdot \frac{10 - 2,8}{32 - 2}\right); 0,35\right\} = \max\{0,387; 0,35\} = 0,387.$$

Уточнюємо розрахункову і виконавчу товщини днища:

$$S_{1p} = K \cdot K_o \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi \cdot [\sigma]}} = 0,387 \cdot 1,102 \cdot 550 \cdot \sqrt{\frac{3,2}{1 \cdot 171}} = 32,1 \text{ мм};$$

$$S_1 \geq S_{1p} + C' = 32,1 + 2 = 34,1 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $S_1 = 35$  мм.

Виконавча товщина днища не збіглася із попередньо прийнятим значенням, тому уточнюємо значення коефіцієнта  $K$

$$K = \max\left\{0,41 \cdot \left(1 - 0,23 \cdot \frac{S - C}{S_1 - C'}\right); 0,35\right\} = \\ = \max\left\{0,41 \cdot \left(1 - 0,23 \cdot \frac{10 - 2,8}{35 - 2}\right); 0,35\right\} = \max\{0,389; 0,35\} = 0,389.$$

Уточнюємо розрахункову і виконавчу товщини днища:

$$S_{1p} = K \cdot K_o \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi \cdot [\sigma]}} = 0,389 \cdot 1,102 \cdot 550 \cdot \sqrt{\frac{3,2}{1 \cdot 171}} = 32,25 \text{ мм};$$

$$S_1 \geq S_{1p} + C' = 32,25 + 2 = 34,25 \text{ мм}.$$

Приймаємо товщину днища рівною  $S_1 = 35$  мм. Виконавча товщина днища збіглася зі раніше прийнятою.

Перевіряємо допустимий тиск за формулою (3.149)

$$[P] = \left(\frac{S_1 - C'}{K \cdot K_o \cdot D_p}\right)^2 \cdot [\sigma] = \left(\frac{35 - 2}{0,389 \cdot 1,102 \cdot 550}\right)^2 \cdot 171 = 3,35 \text{ МПа}.$$

Умова міцності

$$P = 3,2 < [P] = 3,35 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S_1 - C'}{D_p} = \frac{35 - 2}{550} = 0,06 < 0,11$$

виконується.

### Приклад 3.26

Розрахувати товщину плоского кованого днища з кільцевою проточкою (рисунок 3.30) апарата, що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Розрахунковий тиск в апараті  $P=3,2$  МПа, розрахункова температура днища  $t=150$  °С. Обичайка апарата виготовляється з труби  $273 \times 7$  мм, матеріал обичайки і днища – сталь 20. Додатку для компенсації корозії та ерозії до розрахункових товщин стінок обичайки та днища прийняти рівною  $C_1 = C'_1 = 2$  мм. На днищі є штуцер з умовним проходом  $D_y = 50$  мм, для виготовлення якого приймаємо трубу  $57 \times 3,5$  мм.

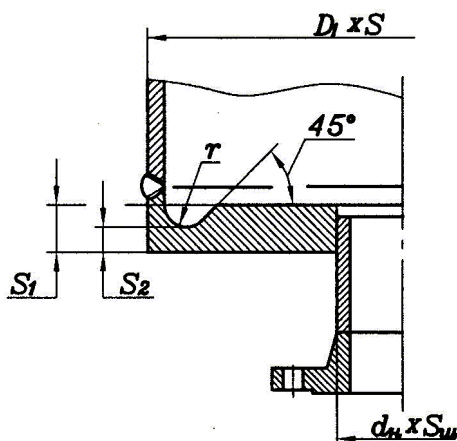


Рисунок 3.30 – Плоске коване днище з кільцевою проточкою

Внутрішній діаметр штуцера складає

$$d = d_n - 2 S_{ш} = 57 - 2 \cdot 3,5 = 50 \text{ мм,}$$

де  $d_n$  – зовнішній діаметр штуцера, мм;

$S_{ш}$  – товщина стінки штуцера, мм.

Допустиму напружину при розрахунковій температурі стінки



днища  $t=150\text{ }^{\circ}\text{C}$  для сталі 20 визначаємо за таблицею А.1 додатку А,

$$[\sigma]=139\text{ МПа.}$$

Для днища, виготовлюваного із заготовки, яка не має зварних швів, приймаємо коефіцієнт міцності зварних швів  $\varphi=1$ .

Розрахунковий діаметр днища відповідно до таблиці 3.12 складає

$$D_p = D = D_1 - 2S = 273 - 2 \cdot 7 = 259 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт ослаблення днища визначаємо за формулою (3.14,6)

$$K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2} = \sqrt{1 + \frac{50}{259} + \left(\frac{50}{259}\right)^2} = 1,109.$$

Для попереднього розрахунку коефіцієнт конструкції плоского днища приймаємо за таблицею 3.12 рівним  $K=0,41$ .

Розрахункову товщину днища визначаємо за формулою (3.145)

$$S_{1p} = K \cdot K_o \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi \cdot [\sigma]}} = 0,41 \cdot 1,109 \cdot 259 \cdot \sqrt{\frac{3,2}{1 \cdot 139}} = 17,86 \text{ мм.}$$

Добавку для компенсації мінусового допуску приймаємо рівною 15 % від товщини стінки труби

$$C_2 = 0,15S = 0,15 \cdot 7 = 1,05 \text{ мм.}$$

Сума добавок до розрахункової товщини стінки обичайки, виготовлюваної із труби, складає

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 1,05 = 3,05 \text{ мм.}$$

Як суму добавок до розрахункової товщини стінки днища приймаємо добавку для компенсації корозії та ерозії  $C' = C'_1 = 2 \text{ мм}$ .

Виконавчу товщину днища визначаємо за формулою (3.144)

$$S_1 \geq S_{1p} + C' = 17,86 + 2 = 19,86 \text{ мм}$$

і приймаємо рівною  $S_1 = 20 \text{ мм}$ .

Уточнюємо значення коефіцієнта  $K$ . За таблицею 3.12 відношення

$$\frac{S - C}{S_1 - C'} = \frac{7 - 3,05}{20 - 2} = 0,219 < 0,5.$$

Отже, коефіцієнт  $K$  обрано правильно.

Товщину днища в місці кільцевої проточки визначаємо за формулою (3.150)

$$S_2 \geq \max \left\{ 1,1 S_1; \frac{S_1}{1 + \frac{D_p - 2r}{1,2 S_1} \cdot \sin \gamma} \right\} =$$

$$= \max \left\{ 1,1 \cdot 7; \frac{20}{1 + \frac{259 - 2 \cdot 8}{1,2 \cdot 20} \cdot \sin 45^\circ} \right\} = \{7,7; 1,27\} = 7,7 \text{ мм}$$

і приймаємо рівною  $S_2 = 10 \text{ мм}$ .

Перевіряємо умову закріплення за таблицею 3.12

$$0,25 S = 0,25 \cdot 7 = 1,75 < r = 8 < S_1 - S = 20 - 10 = 10 \text{ мм.}$$

Умова виконується.

Визначаємо допустимий тиск за формулою (3.149)

$$[P] = \left( \frac{S_1 - C'}{K \cdot K_o \cdot D_p} \right)^2 \cdot [\sigma] = \left( \frac{20 - 2}{0,41 \cdot 1,109 \cdot 259} \right)^2 \cdot 139 = 3,24 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 3,2 < [P] = 3,24 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S_1 - C'}{D_p} = \frac{20 - 2}{259} = 0,065 < 0,11$$

виконується.

### Розрахунок плоских круглих кришок

Розрахункову товщину плоских круглих кришок (рисунок 3.18,а), навантажених внутрішнім надлишковим тиском, визначають за формулою

$$S_{1p} = K_o \cdot K_\phi \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\phi \cdot [\sigma]}}, \quad (3.151)$$

де  $K_6$  – безрозмірний коефіцієнт;  
 $D_p$  – розрахунковий діаметр кришки, який дорівнює середньому діаметру прокладки  $D_{cn}$ , мм (рисунок 3.18,а).

$$K_6 = 0,41 \cdot \sqrt{\frac{1 + 3\psi \cdot (D_3/D_{cn} - 1)}{D_3/D_{cn}}}, \quad (3.152)$$

де  $\psi$  – безрозмірний коефіцієнт;  
 $D_3$  – діаметр болтової окружності, мм.  
 Коефіцієнт  $\psi$  визначають за формулою

$$\psi = \max \left\{ \frac{1 + F_n/F_Q}{F_{\sigma m}/F_Q} \right\}, \quad (3.153)$$

де  $F_n$  – реакція прокладки, Н;  
 $F_{\sigma m}$  – болтове навантаження в умовах монтажу, Н;  
 $F_Q$  – рівнодіюча внутрішнього тиску, Н.

Рівнодіючу внутрішнього тиску визначають за формулою

$$F_Q = 0,785 P \cdot D_{cn}^2. \quad (3.154)$$

Розрахунок реакції прокладки  $F_n$  і болтового навантаження  $F_{\sigma m}$  наводиться у керівному документі [33].

Коефіцієнт ослаблення  $K_o$  визначають за формулою (3.146) або за формулою (3.147), якщо  $\sum d_i \leq 0,7 D_p$ . Отвори для болтів у розрахунок не приймають.

Для кришки із подовжнім пазом (рисунок 3.18,б) коефіцієнт  $K_6$  визначають з урахуванням зусилля від стиснення прокладки в пазу за формулою

$$K_6 = 0,41 \cdot \sqrt{\frac{1 + 3\psi \cdot (D_3/D_{cn} - 1) + 9,6 D_3 \cdot S_4/D_{cn}^2}{D_3/D_{cn}}}, \quad (3.155)$$

де  $S_4$  – товщина перегородки, мм (рисунок 3.18,б).

Товщину плоскої кришки в місці ущільнення  $S_2$  (рисунок 3.18,а) визначають за формулою

$$S_2 \geq \max \left\{ K_7 \cdot \sqrt{\Phi}; 0,6 \Phi / D_{cn} \right\} + C; \quad (3.156)$$

$$\Phi = \max \left\{ \frac{F_{\sigma p}}{[\sigma]_{\sigma p}}; \frac{F_{\sigma m}}{[\sigma]_{\sigma m}} \right\}, \quad (3.157)$$

де  $F_{\sigma p}$  – болтові навантаження в робочих умовах, Н;

$[\sigma]_{\sigma p}$  – допустима напружина матеріалу болтів при розрахунковій температурі, МПа;

$[\sigma]_{\sigma m}$  – допустима напружина матеріалу болтів при температурі 20 °С, МПа.

Коефіцієнт  $K_7$  визначають за формулою

$$K_7 = 0,8 \sqrt{D_3 / D_{cn} - 1}. \quad (3.158)$$

Товщину краю плоскої круглї кришки поза зоною ущільнення  $S_3$  (рисунк 3.18,а) визначають за формулою

$$S_3 \geq \max \left\{ K_7 \cdot \sqrt{\Phi}; 0,6 \Phi / D_2 \right\} + C', \quad (3.159)$$

де  $D_2$  – найменший діаметр зовнішньої стоншеної частини кришки, мм, (рисунк 3.18,а).

Виконавчу товщину кришки визначають за формулою (3.144).

Допустимий тиск для плоскої круглї кришки визначають за формулою

$$[P] = \left( \frac{S_1 - C'}{K_o \cdot K_6 \cdot D_p} \right)^2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi. \quad (3.160)$$

При цьому повинна виконуватися умова  $P \leq [P]$ .

### **Приклад 3.27**

*Розрахувати товщину плоскої кришки люка (рисунк 3.31) апарата, що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Розрахунковий тиск в апараті  $P=1,1$  МПа, розрахункова температура кришки  $t=165$  °С, внутрішній діаметр люка  $D=400$  мм, товщина стінки циліндричної обичайки люка  $S=8$  мм. Матеріал кришки люка – сталь 20К, матеріал болтів – сталь 40. Розміри фланцевого з'єднання на умовний тиск  $P_y = 1,6$  МПа прийняті за стандартами [23, 25, 31]. Середній діаметр*

прокладки  $D_{cn} = 442$  мм, діаметр болтової окружності  $D_3 = 495$  мм, найменший діаметр зовнішньої стоншеної частини кришки  $D_2 = 390$  мм. Коефіцієнт міцності зварних швів для суцільної кришки прийняти рівним  $\varphi = 1$ . Розрахункові навантаження, визначені за керівним документом [33], складають:

- реакція прокладки  $F_n = 5,207 \cdot 10^4$  Н;
- болтове навантаження в умовах монтажу  $F_{бм} = 3,040 \cdot 10^5$  Н;
- болтове навантаження в робочих умовах  $F_{бр} = 2,121 \cdot 10^5$  Н.

Додавку для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини обичайки та кришки прийняти рівною  $C_1 = C'_1 = 2$  мм. Ущільнювальна поверхня фланцевого з'єднання – гладка. Фланцеве з'єднання – ізольоване.

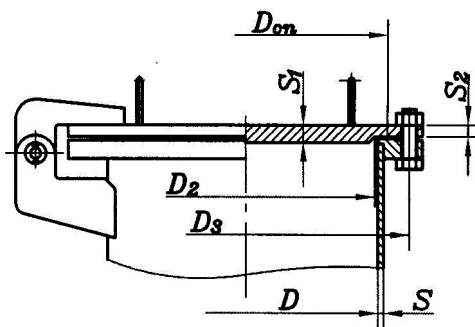


Рисунок 3.31 – Люк із плоскою кришкою

Визначаємо допустимі напруження для сталі 20К за таблицею А.1 додатку А:

- при температурі  $t_1 = 150$  °С  $[\sigma]_{150} = 139$  МПа,
- при температурі  $t_2 = 200$  °С  $[\sigma]_{200} = 136$  МПа.

Допустимі напруження для матеріалу кришки люка при розрахунковій температурі  $t = 165$  °С визначаємо методом лінійної інтерполяції

$$\begin{aligned}
 [\sigma] &= [\sigma]_{150} + \frac{[\sigma]_{200} - [\sigma]_{150}}{t_2 - t_1} \cdot (t - t_1) = \\
 &= 139 + \frac{136 - 139}{200 - 150} \cdot (165 - 150) = 138,1 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

Округляємо результат розрахунку до 0,5 МПа у бік меншого значення

$$[\sigma] = 138,0 \text{ МПа}.$$

Допустима напружина для сталі 20К при температурі 20 °С  $[\sigma]_{20} = 147 \text{ МПа}$ .

Розрахункова температура болтів для ізольованого фланця складає  $0,97 t = 0,97 \cdot 165 = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Допустиму напружину матеріалу болтів при розрахунковій температурі визначаємо методом лінійної інтерполяції за керівним документом [33]:

– при розрахунковій температурі  $[\sigma]_{\sigma p} = 122 \text{ МПа}$ ;

– при температурі 20 °С  $[\sigma]_{\sigma m} = 130 \text{ МПа}$ .

Розрахунковий діаметр кришки складає

$$D_p = D_{cn} = 442 \text{ мм}.$$

Рівнодіючу внутрішнього тиску визначаємо за формулою (3.154)

$$F_Q = 0,785 P \cdot D_{cn}^2 = 0,785 \cdot 1,1 \cdot 442^2 = 1,687 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт ослаблення для кришки без отворів приймаємо рівним  $K_0 = 1$ . Коефіцієнт  $\psi$  визначаємо за формулою (3.153)

$$\begin{aligned}
 \psi &= \max \left\{ \frac{1 + F_n / F_Q}{F_{\sigma m} / F_Q} \right\} = \max \left\{ \frac{1 + 5,207 \cdot 10^4 / 1,687 \cdot 10^5}{3,040 \cdot 10^5 / 1,687 \cdot 10^5} \right\} = \\
 &= \max \{ 1,309; 1,802 \} = 1,802.
 \end{aligned}$$

Коефіцієнт  $K_6$  визначаємо за формулою (3.152)

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \cdot (D_3 / D_{cn} - 1)}{D_3 / D_{cn}}} =$$

$$= 0,41 \cdot \sqrt{\frac{1 + 3 \cdot 1,802 \cdot (495/442 - 1)}{495/442}} = 0,497.$$

Розрахункову товщину кришки визначаємо за формулою (3.151)

$$S_{1p} = K_o \cdot K_6 \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P}{\phi \cdot [\sigma]}} = 1 \cdot 0,497 \cdot 442 \cdot \sqrt{\frac{1,1}{1 \cdot 138}} = 19,6 \text{ мм.}$$

Як суму добавок до розрахункової товщини кришки  $C'$  приймаємо добавку для компенсації корозії та ерозії  $C'_1$

$$C' = C'_1 = 2 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину кришки визначаємо за формулою (3.144)

$$S_1 \geq S_{1p} + C' = 19,6 + 2 = 21,6 \text{ мм.}$$

Виконавчу товщину кришки за стандартом [31] приймаємо рівною  $S_1 = 26 \text{ мм.}$

Добавка для компенсації мінусового допуску для сталевого листа товщиною 26 мм за таблицею 3.4 складає  $C'_2 = 0,9 \text{ мм.}$

Перевіряємо необхідність урахування добавки для компенсації мінусового допуску кришки люка

$$C'_2 = 0,9 < 0,05 S_1 = 0,05 \cdot 26 = 1,3 \text{ мм.}$$

Добавку не враховуємо, тому що вона складає менше 5 % від товщини листа.

Сума добавок

$$C' = C'_1 = 2 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт  $\Phi$  розраховуємо за формулою (3.157)

$$\begin{aligned} \Phi &= \max \left\{ F_{\phi p} / [\sigma]_{\phi p}; F_{\phi m} / [\sigma]_{\phi m} \right\} = \\ &= \max \left\{ 2,121 \cdot 10^5 / 122; 3,040 \cdot 10^5 / 130 \right\} = \max \{ 1738; 2338 \} = 2338 \end{aligned}$$

Коефіцієнт  $K_7$  визначаємо за формулою (3.158)

$$K_7 = 0,8 \sqrt{D_3 / D_{cn} - 1} = 0,8 \cdot \sqrt{495/442 - 1} = 0,277.$$

Товщину плоскої кришки в місці ущільнення визначаємо за формулою (3.156)

$$S_2 \geq \max \left\{ K_7 \cdot \sqrt{\Phi}; 0,6 \Phi / D_{cn} \right\} + C' =$$

$$= \max \left\{ 0,277 \cdot \sqrt{2338}; 0,6 \cdot 2338 / 442 \right\} + 2 = \max \{ 13,4; 3,2 \} + 2 =$$

$$= 13,4 + 2 = 15,4 \text{ мм.}$$

Товщину кришки в місці ущільнення приймаємо за стандартом [31] рівною

$$S_2 = 23 \text{ мм.}$$

Допустимий тиск перевіряємо за формулою (3.160)

$$[P] = \left( \frac{S_1 - C'}{K_o \cdot K_6 \cdot D_p} \right)^2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi = \left( \frac{26 - 2}{1 \cdot 0,497 \cdot 442} \right)^2 \cdot 138 \cdot 1 = 1,64 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,1 < [P] = 1,64 \text{ МПа}$$

виконується.

Умова застосування розрахункових формул

$$\frac{S_1 - C'}{D_p} = \frac{26 - 2}{442} = 0,054 < 0,11$$

виконується.

### 3.4 Зміцнення отворів

#### 3.4.1 Теоретичні основи зміцнення отворів

Наявність отворів в обичайках, переходах і днищах посудин та апаратів ослаблює їх міцність як за рахунок зменшення площі поперечного перерізу відповідного елемента, так і внаслідок концентрації напружин. Концентрація напружин має явно виражений місцевий характер і поширюється на частину деталі, що знаходиться у безпосередній близькості до отвору.

Збільшення товщини стінки всього елемента для того, щоб максимальні напружини не перевищували допустимих, нерационально. Ефективніше компенсувати ослаблення, викликане отвором, шляхом зміцнення його краю стовщенням, розташовуючи додатковий матеріал у зоні виникнення максимальних напружин, тобто якнайближче до краю отвору.

Зміцнення отворів у стінках апаратів здійснюється надлишковою товщиною стінки зміцнюваного елемента, штуцера, накладним кільцем та іншими способами.



### 3.4.2 Типові конструкції зміцнення отворів

На рисунку 3.32 показані типові конструкції зміцнення отворів.

Основним видом зміцнення отворів є зміцнення за допомогою “надлишкової” товщини стінки штуцера (рисунки 3.32,а, б). Конструкція, що представлена на рисунку 3.32,б, застосовується у тому випадку, якщо внутрішня частина штуцера заважає монтажу та демонтажу внутрішніх пристроїв.

Зміцнення отвору накладним кільцем (рисунки 3.32,в, г) застосовується, як правило, у тому випадку, якщо зміцнення за рахунок стінки штуцера недостатньо для забезпечення необхідної міцності. Заготівка накладних кілець виконуються найчастіше круглої форми. Зміцнювальні кільця виготовляються переважно суцільними. Допускається виготовляти їх із частин, але не більш ніж з чотирьох. При цьому зварні шви повинні виконуватися з проваром на повну товщину кільця. У кожному зміцнювальному кільці або кожній його частині, якщо зварювання частин здійснюється після установки їх на посудину, повинно бути не менше одного контрольного отвору з нарізкою М10×1,5 для пневматичного випробування герметичності зварних швів надлишковим тиском 0,4-0,6 МПа, але не більше розрахункового тиску посудини. При експлуатації апарата контрольний отвір залишається відкритим для виявлення можливої течі.

Контрольний отвір повинен розташовуватися у нижній частині кільця або його частини відносно посудини, установленій у робочому положенні.

Зміцнювальні кільця повинні щільно прилягати до поверхні зміцнюваного елемента. Допускається зазор між поверхнями зміцнювального кільця і зміцнюваного елемента не більше 3 мм. Зазор контролюється щупом по зовнішньому діаметру зміцнювального кільця. Мінімальну товщину зміцнювального кільця необхідно застосовувати рівною 6 мм. Якщо розрахункова товщина зміцнювального кільця перевищує виконавчу товщину стінки зміцнюваного елемента більше ніж у два рази, рекомендується, якщо це можливо, установлювати два накладні кільця (зовні та усередині апарата) відповідно до рисунка 3.32,г, причому товщина зовнішнього кільця приймається рівною половині загальної товщини, а внутрішнього – половині загальної товщини з урахуванням добавки на корозію та ерозію.

Зовнішній діаметр зміцнювального кільця не повинен перевищувати двох діаметрів зміцнюваного отвору. Штуцери приварюються як до обичайки (днища), так і до зміцнювального кільця зварним швом із суцільним проваром. Якщо декілька штуцерів розташовані настільки близько один до одного, що накладні зміцнювальні кільця взаємно пере-

криваються, застосовується загальне накладне кільце круглої або овальної форми відповідно до рисунка 3.44.

Зміцнення отвору за допомогою відбортовки відповідно до рисунка 3.32,д поліпшує зовнішній вигляд апарата, проте є більш трудомістким порівняно з вищеописаними конструкціями і не завжди забезпечує необхідну міцність.

Зміцнення отвору тороподібною вставкою відповідно до рисунка 3.32,е забезпечує високу міцність та технологічність конструкції і в той же час поліпшує зовнішній вигляд апарата.

Зміцнення ввареним кільцем відповідно до рисунка 3.32,ж забезпечує достатню міцність, поліпшує зовнішній вигляд апарата, але є технологічно трудомістким, тому порівняно рідко застосовується в хімічному апаратобудуванні.

Зміцнення штуцером довільної форми відповідно до рисунка 3.32,з забезпечує високу міцність, поліпшує зовнішній вигляд, є досить технологічним і застосовується для зміцнення центральних отворів в еліптичних, а також будь-яких отворів у напівсферичних днищах.

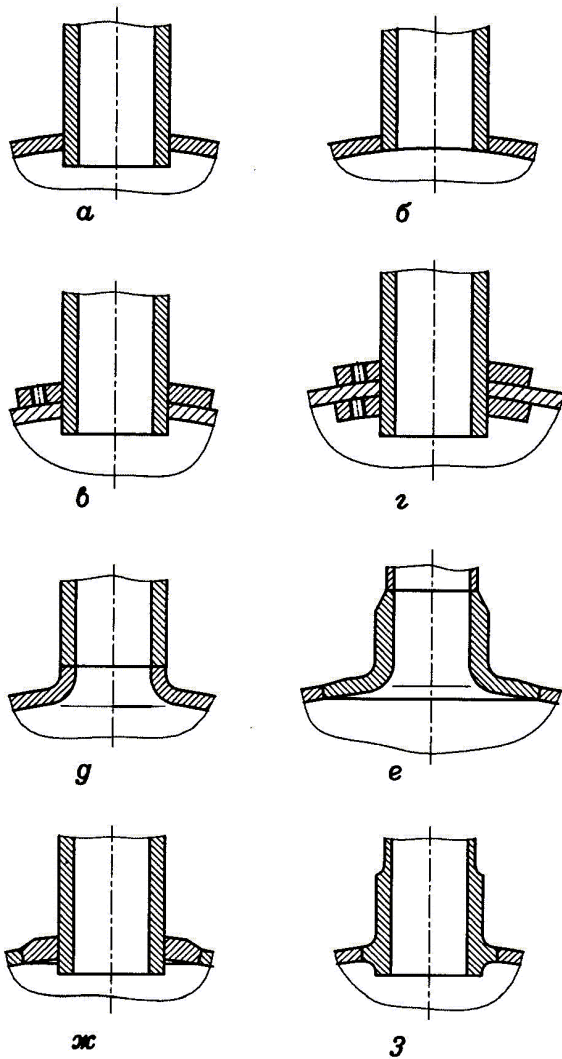
Замість зміцнення отвору штуцером можна застосовувати зміцнення втулкою збільшеної товщини, до якої приварюється штуцер, відповідно до рисунка 3.33. При цьому конструктивні елементи зварного з'єднання втулки та штуцера необхідно приймати такими: радіус плавного переходу від втулки до штуцера  $r_l \geq S_l - S'_l$ , довжина тонкої частини втулки від початку радіусного переходу до середини зварного шва  $a \geq S_l$ , але не менше 20 мм, кут скосу  $\alpha \leq 20^\circ$ .

### 3.4.3 Визначення розрахункового діаметра поодинокого отвору, що не вимагає зміцнення

Отвір вважається поодиноким, якщо найближчий до нього отвір не впливає на нього, що має місце, коли відстань між зовнішніми поверхнями суміжних штуцерів  $b$ , мм, відповідно до рисунка 3.34 задовольняє умові

$$b \geq \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)}, \quad (3.161)$$

де  $D'_p, D''_p$  – розрахункові діаметри зміцнюваного елемента по центру зміцнюваних отворів, мм;  
 $S$  – виконавча товщина стінки зміцнюваного елемента (обичайки, переходу або днища), мм;  
 $C$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки зміцнюваного елемента, мм.



*a, б* – ввареним штуцером; *в* – накладним кільцем; *г* – двома накладними кільцями; *д* – відбортовкою; *е* – тороподібною вставкою; *ж* – ввареним зміцнювальним кільцем *з* – штуцером довільної форми

Рисунок 3.32 – Типові конструкції зміцнення отворів

Розрахунковий діаметр зміцнених елементів  $D_p$ , мм, визначають за формулами:

– для циліндричної обичайки та напівсферичного днища

$$D_p = D ; \quad (3.162)$$

– для конічної обичайки, переходу або днища

$$D_p = D_k / \cos \alpha ; \quad (3.163)$$

– для еліптичного днища при  $H = 0,25 D$

$$D_p = 2 D \cdot \sqrt{1 - 3(x/D)^2} , \quad (3.164)$$

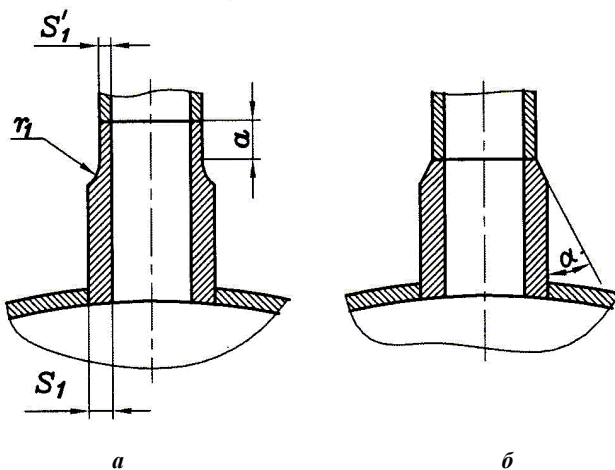
де  $D$  – внутрішній діаметр циліндричної обичайки або опуклого днища, мм;

$D_k$  – внутрішній діаметр конічної обичайки, переходу або днища по центру зміцнюваного отвору, мм;

$H$  – висота опуклої частини днища без відбортовки, мм;

$\chi$  – відстань від центра зміцнюваного отвору до осі еліптичного днища, мм, відповідно до рисунка 3.37;

$\alpha$  – половина кута при вершині конічної обичайки, град.



$a$  – з радіусним переходом;  $b$  – з конічним переходом

Рисунок 3.33 – Зміцнення отворів втулкою збільшеної товщини

Розрахунковий діаметр поодинокого отвору  $d_0$ , мм, який не потребує додаткового зміцнення при надлишковій товщині стінки посудини, визначають за формулою

$$d_0 = 2 \left( \frac{S - C}{S_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (S - C)}, \quad (3.165)$$

де  $S_p$  – розрахункова товщина стінки зміцнюваного елемента, мм.

Розрахунковий діаметр поодинокого отвору  $d_0$ , мм, який не потребує додаткового зміцнення при надлишковій товщині стінки посудини, визначається за формулою

$$d_0 = 2 \left( \frac{S - C}{S_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (S - C)}, \quad (3.165)$$

де  $S_p$  – розрахункова товщина стінки зміцнюваного елемента, мм.

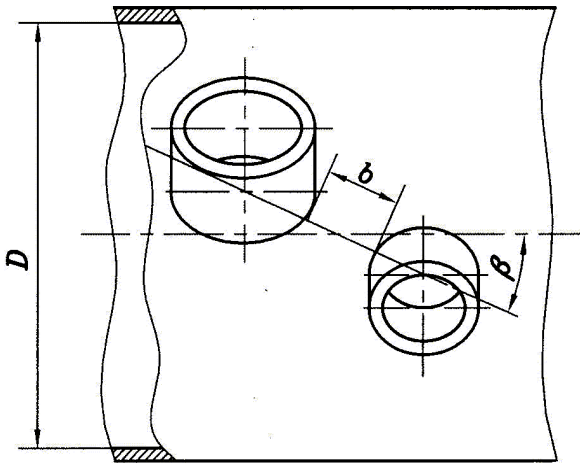


Рисунок 3.34 – Схема розташування суміжних штуцерів на зміцнюваному елементі

Якщо розрахунковий діаметр зміцнюваного отвору  $d_p$ , мм, задовольняє умові

$$d_p \leq d_0, \quad (3.166)$$

подальших розрахунків зміцнення отвору проводити не потрібно.

Якщо умова (3.166) не виконується, необхідно виконати розрахунок зміцнення отвору по пункту 3.4.6.

Розрахунковий діаметр отвору в стінці обичайки, переходу, днища або ввареного кільця  $d_p$ , мм, при наявності штуцера з круглим поперечним перерізом, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні в центрі отвору відповідно до рисунків 3.35 і 3.37,б або круглого отвору без штуцера (з бобишкою), визначають за формулою

$$d_p = d + 2 C_s, \quad (3.167)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр штуцера, мм;

$C_s$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки штуцера, мм.

Для циліндричних і конічних обичайок у випадку, коли вісь штуцера розташована в площині поперечного перерізу обичайки відповідно до рисунка 3.36,а, розрахунковий діаметр отвору визначають за формулою

$$d_p = \max \{ d; 0,5 t \} + 2 C_s, \quad (3.168)$$

де  $t$  – довжина отвору в окружному напрямку, мм.

Розрахунковий діаметр отвору для зміщеного штуцера на еліптичному днищі відповідно до рисунка 3.37,а визначають за формулою

$$d_p = \frac{d + 2 C_s}{\sqrt{1 - (2 x / D_p)^2}}. \quad (3.169)$$

Для циліндричних і конічних обичайок у випадку приварки нахиленого штуцера, вісь якого розташована в площині подовжнього перерізу обичайки відповідно до рисунка 3.36,б, і для всіх отворів у напівсферичних днищах розрахунковий діаметр отвору визначається за формулою

$$d_p = (d + 2 C_s) / \cos^2 \gamma, \quad (3.170)$$

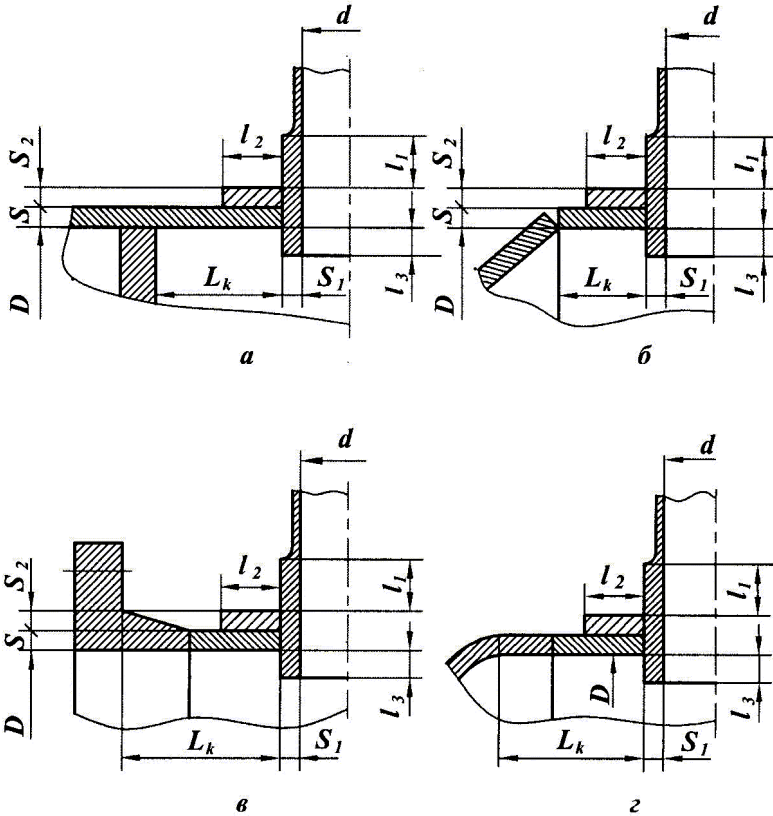
де  $\gamma$  – кут між віссю нахиленого штуцера і нормаллю до поверхні циліндричної або конічної обичайки, а також опуклого днища, град.

Розрахунковий діаметр отвору для штуцера з круглим поперечним перерізом, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні обичайки в центрі отвору, при наявності відбортовки або тороподібної вставки від-

повідно до рисунків 3.38 і 3.39,а, визначають за формулою

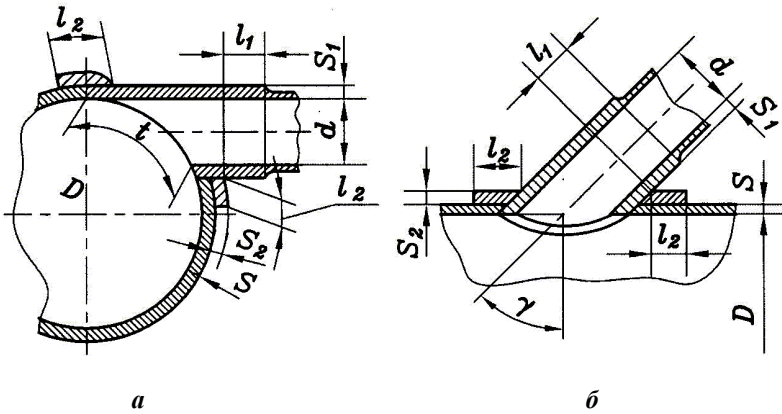
$$d_p = d + 1,5(r - S_p) + 2 C_s, \quad (3.171)$$

де  $r$  – радіус відбортки або торової частини тороподібної вставки, мм



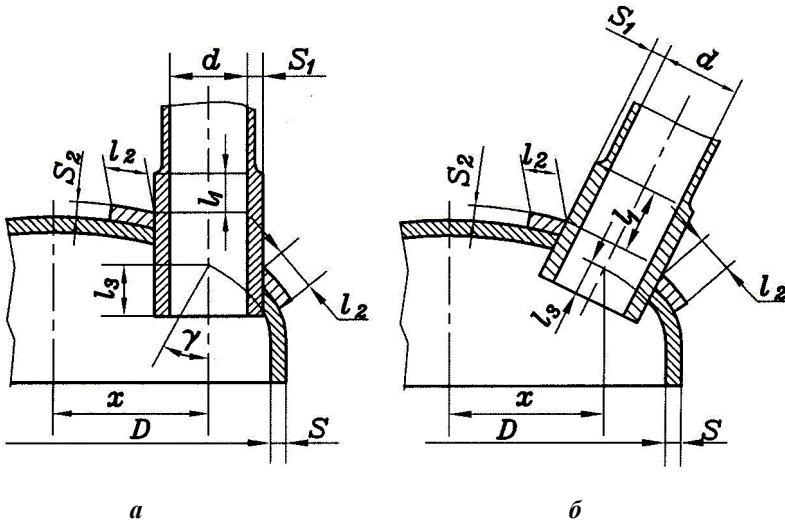
*a* – при наявності внутрішньої перегородки; *б* – при з’єднанні циліндричної обичайки з конічним переходом або днищем; *в* – при приварюванні до обичайки фланця; *г* – при з’єднанні циліндричної обичайки з опуклим днищем

Рисунок 3.35 – Розрахункові схеми зміцнення отворів на циліндричних обичайках зі штуцером, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні обичайки



*a* – зі зміщеним штуцером у площині поперечного перерізу циліндричної або конічної обичайки; *б* – з нахиленим штуцером, вісь якого розташована в площині подовжнього перерізу обичайки

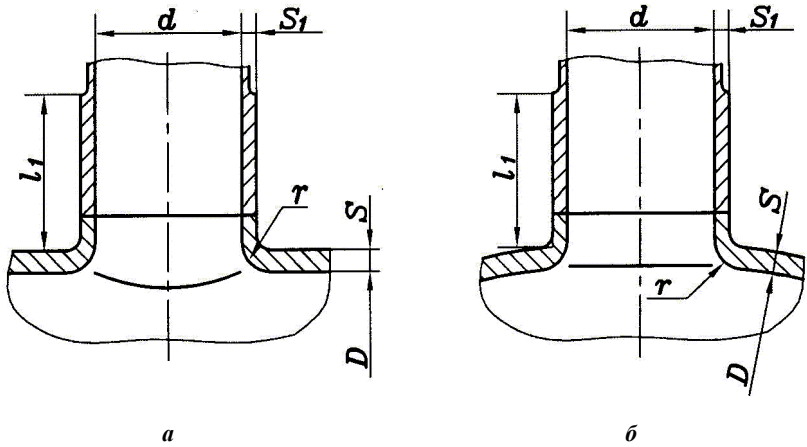
Рисунок 3.36 – Розрахункові схеми зміцнення отворів на обичайках



*a* – зі зміщеним штуцером; *б* – зі штуцером, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні в центрі отвору

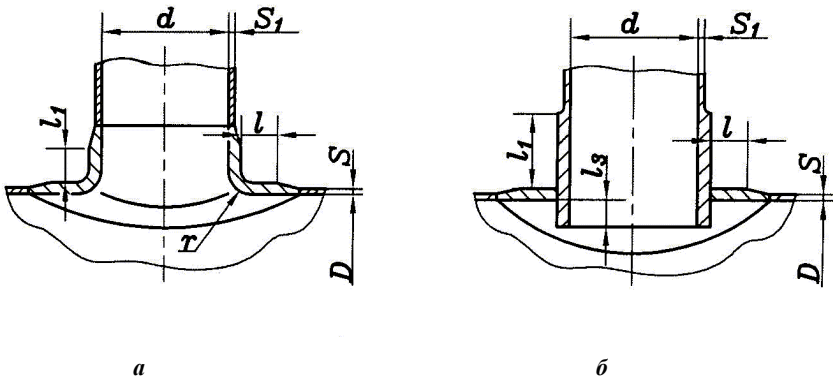
Рисунок 3.37 – Розрахункові схеми зміцнення отворів на еліптичних днищах





*a* – у подовжньому перерізу обичайки; *б* – у поперечному перерізу обичайки (опуклого днища)

Рисунок 3.38 – Розрахункова схема зміцнення отвору відбортовкою



*a* – тороподібною вставкою; *б* – ввареним кільцем

Рисунок 3.39 – Розрахункові схеми зміцнення отворів

### 3.4.4 Визначення основних розрахункових величин

#### Розрахункові товщини стінок

Розрахункові товщини стінок зміцнюваних елементів, крім товщини стінки еліптичного днища, визначаються відповідно до підрозділів 3.2 і 3.3.

Розрахункову товщину стінки еліптичного днища  $S_p$ , мм, що працює під внутрішнім надлишковим тиском, визначають за формулою

$$S_p = \frac{P \cdot D_p}{4\varphi \cdot [\sigma] - P}, \quad (3.172)$$

де  $P$  – розрахунковий внутрішній надлишковий тиск у посудині або апараті, МПа;

$[\sigma]$  – допустима напружина для матеріалу еліптичного днища при розрахунковій температурі, МПа;

$\varphi$  – коефіцієнт міцності зварних швів.

Якщо вісь зварного шва обичайки (днища) віддалена від зовнішньої поверхні штуцера на відстань більше трьох товщин зміцнюваного елемента, коефіцієнт міцності цього зварного з'єднання при розрахунку зміцнення отворів необхідно приймати рівним  $\varphi = 1$ . У виключних випадках, коли зварний шов перетинає отвір або віддалений від зовнішньої поверхні штуцера на відстань менше  $3S$ , приймають  $\varphi \leq 1$  залежно від виду та якості шва за стандартом [18].

Розрахункова товщина стінки штуцера  $S_{Ip}$ , мм, навантаженого внутрішнім надлишковим або зовнішнім тиском, визначається за формулою

$$S_{Ip} = \frac{P \cdot (d + 2C_s)}{2[\sigma]_I \cdot \varphi_I - P}, \quad (3.173)$$

де  $[\sigma]_I$  – допустима напружина для матеріалу штуцера при розрахунковій температурі, МПа;

$\varphi_I$  – коефіцієнт міцності подовжнього зварного шва штуцера (для штуцерів, виконаних з безшовних труб  $\varphi_I = 1,0$ ).

Якщо площина, що проходить через подовжній шов штуцера і вісь цього штуцера, утворює кут  $\psi$  не менше  $60^\circ$  с площиною подовжнього осьового перерізу циліндричної або конічної обичайки відповідно до рисунка 3.43, коефіцієнт міцності зварного шва приймають рівним  $\varphi_I = 1$ . В інших випадках коефіцієнт приймають за таблицею 3.2 залежно від виду

та контрольованої довжини зварного шва.

Виконавчу товщину стінки штуцера  $S_I$ , мм, навантаженого внутрішнім надлишковим або зовнішнім тиском, визначають за формулою

$$S_I \geq S_{I_p} + C_s. \quad (3.174)$$

де  $C_s$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки штуцера, мм.

### Розрахункові довжини штуцерів

Розрахункові довжини зовнішньої та внутрішньої частин круглого штуцера  $l_{I_p}$ ,  $l_{3_p}$ , мм, які беруть участь у зміцненні отвору відповідно до рисунків 3.37, 3.39 і 3.42, визначаються за формулами:

$$l_{I_p} = \min \left\{ l_1; 1,25 \sqrt{(d + 2 C_s) \cdot (S_I - C_s)} \right\}; \quad (3.175)$$

$$l_{3_p} = \min \left\{ l_3; 0,5 \sqrt{(d + 2 C_s) \cdot (S_I - C_s - C_{sI})} \right\}, \quad (3.176)$$

де  $S_I$  – виконавча товщина стінки штуцера, мм;

$l_1$  – виконавча довжина зовнішньої частини штуцера, мм;

$l_3$  – виконавча довжина внутрішньої частини штуцера, мм;

$C_{sI}$  – добавка до розрахункової товщини стінки штуцера для компенсації корозії та ерозії, мм.

### Розрахункова ширина зони зміцнення

Ширину зони зміцнення в обичайках, переходах та днищах  $L_o$ , мм, визначають за формулою

$$L_o = \sqrt{D_p \cdot (S - C)}. \quad (3.177)$$

Розрахункову ширину зони зміцнення в стінці обичайки, переходу або днища навколо штуцера при наявності тороподібної вставки або ввареного кільця (рисунок 3.39)  $l_p$ , мм, визначають за формулою

$$l_p = \min \{ l; L_o \}, \quad (3.178)$$

де  $l$  – виконавча ширина тороподібної вставки або ввареного кільця, мм.

У випадку відбортовки (рисунок 3.38), а також при відсутності тороподібної вставки або ввареного кільця

$$l_p = L_o. \quad (3.179)$$

Розрахункову ширину зміцнювального кільця  $l_{2p}$ , мм, визначають за формулою

$$l_{2p} = \min \left\{ l_2; \sqrt{D_p \cdot (S_2 + S - C)} \right\}, \quad (3.180)$$

де  $S_2$  – виконавча товщина зміцнювального кільця, мм;

$l_2$  – виконавча ширина зміцнювального кільця, мм.

Для отворів, віддалених від інших конструктивних елементів на відстань  $L_k < L_o$  (рисунок 3.35), розрахункову ширину  $l_p$  і розрахункову ширину зміцнювального кільця  $l_{2p}$  визначають у такий спосіб:

– для зони з'єднання обичайки з кільцем жорсткості, плоским днищем, трубною решіткою (рисунок 3.35,а) – за формулами (3.178 - 3.180);

– для зони з'єднання циліндричної обичайки з конічною обичайкою (днищем) і циліндричної обичайки з опуклим днищем (рисунок 3.35,б, в), а також із фланцем (рисунок 3.35,в) або сідловою опорою посудини за формулами:

$$l_p = L_k; \quad (3.181)$$

$$l_{2p} = \min \left\{ l_2; L_k \right\}, \quad (3.182)$$

де  $L_k$  – відстань від зовнішньої поверхні штуцера до найближчого носійного конструктивного елемента, мм.

### Коефіцієнт міцності зварних з'єднань

Якщо вісь зварного шва обичайки (днища) віддалена від зовнішньої поверхні штуцера на відстань більше трьох товщин зміцнюваного елемента,  $3S$ , (рисунок 3.35,б-в), коефіцієнт міцності цього зварного з'єднання при розрахунку зміцнення отворів необхідно приймати рівним  $\varphi = 1$ . Якщо зварний шов віддалений від зовнішньої поверхні штуцера на відстань менше  $3S$ , коефіцієнт  $\varphi$  приймають залежно від виду та якості зварного шва за таблицю 3.2.

### 3.4.5 Умови застосування розрахункових формул

Умови застосування розрахункових формул наведені в таблиці 3.13.

При установленні нахилених штуцерів розрахункові формули застосовні, якщо кут між віссю штуцера і нормаллю до поверхні циліндри-

чної або конічної обичайки складає  $\gamma \leq 45^\circ$  (рисунок 3.36,б). Це обмеження не поширюється на тангенціальні штуцери (рисунок 3.36,а). Для зміщених штуцерів на еліптичних днищах кут  $\gamma$  (рисунок 3.37,а) не має перевищувати  $60^\circ$ .

Таблиця 3.13 – Умови застосування розрахункових формул

Найменування параметрів	Умови застосування формул		
	в циліндричних обичайках	в конічних обичайках, переходах та днищах	в еліптичних та напівсферичних днищах
Відношення діаметрів	$\frac{d_p - 2 C_s}{D} \leq 1,0$	$\frac{d_p - 2 C_s}{D_\kappa} \leq 1,0$	$\frac{d_p - 2 C_s}{D} \leq 0,6$
Відношення товщини стінки обичайки або днища до діаметра	$\frac{S - C}{D} \leq 0,1$	$\frac{S - C}{D_\kappa} \leq \frac{0,1}{\cos \alpha}$	$\frac{S - C}{D} \leq 0,1$

Позначення, прийняті в таблиці:

$D$  – внутрішній діаметр циліндричної обичайки або опуклого днища, мм;

$D_\kappa$  – внутрішній діаметр конічної обичайки, переходу або днища по центру зміцнюваного отвору, мм;

$d_p$  – розрахунковий діаметр зміцнюваного отвору, мм;

$C_s$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки штуцера, мм;

$C$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки обичайки, переходу або днища, мм;

$S$  – виконавча товщина стінки обичайки, переходу або днища, мм;

$\alpha$  – половина кута при вершині конічної обичайки (днища), град.

### 3.4.6 Зміцнення поодиноких отворів

#### Умова зміцнення поодинокого отвору

Розрахункова схема зміцнення отвору наведена на рисунку 3.40.

Розрахунок зміцнення отвору засновано на принципі компенсації. Для формулювання принципу розглядають площі перерізу “надлишкового” металу зовнішньої частини штуцера  $A_1$ , зміцнювального кільця  $A_2$ ,

внутрішньої частини штуцера  $A_3$ , зміцнюваного елемента  $A_4$  і компенсованої площі перерізу металу, який вилучається зі стінки посудини для зварення штуцера  $A$ . Під “надлишковим” розуміють необхідний для зміцнення отвору метал у перерізі стінки зміцнюваного елемента, (обичайки, днища) і штуцера, розташований поза відповідними розрахунковими товщинами  $S_p + C$ ,  $S_{1p} + C_s$ ,  $S_1 - (C_s + C_{s1})$  і такий, що не виходить за границі зони зміцнення  $l_p$ ,  $l_{1p}$ ,  $l_{2p}$ ,  $l_{3p}$ .

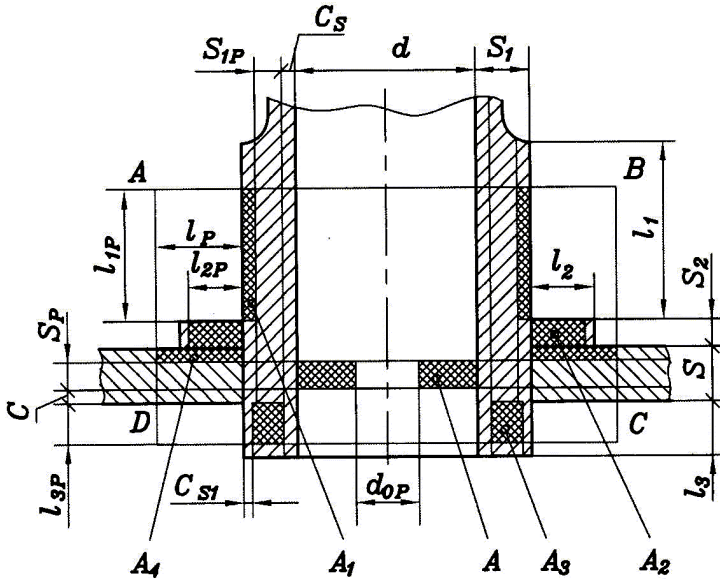


Рисунок 3.40 – Розрахункова схема зміцнення поодинокого отвору  
Умова зміцнення поодинокого отвору має вигляд

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \geq A. \quad (3.183)$$

“Надлишковий” метал зовнішньої частини штуцера  $A_1$ , мм<sup>2</sup>, визначають за формулою

$$A_1 = l_{1p} \cdot (S_1 - S_{1p} - C_s) \cdot \chi_1, \quad (3.184)$$

де  $l_{1p}$  – розрахункова довжина зовнішньої частини круглого штуцера, яка бере участь у зміцненні отвору, мм;

$S_I$  – виконавча товщина стінки штуцера, мм;

$S_{Ip}$  – розрахункова товщина стінки штуцера, мм;

$C_s$  – сума добавок до розрахункової товщини внутрішньої частини стінки штуцера, мм;

$\chi_I$  – відношення допустимих напружин матеріалів штуцера та зміцнюваного елемента.

Площу поперечного перерізу зміцнювального кільця  $A_2$ , мм<sup>2</sup>, що бере участь у зміцненні отвору, визначають за формулою

$$A_2 = l_{2p} \cdot S_2 \cdot \chi_2, \quad (3.185)$$

де  $l_{2p}$  – розрахункова ширина зміцнювального кільця, мм;

$S_2$  – виконавча товщина зміцнювального кільця, мм;

$\chi_2$  – відношення допустимих напружин зміцнювального кільця та зміцнюваного елемента.

“Надлишковий” метал внутрішньої частини штуцера  $A_3$ , мм<sup>2</sup>, визначають за формулою

$$A_3 = l_{3p} \cdot (S_I - C_s - C_{sI}) \cdot \chi_I, \quad (3.186)$$

де  $l_{3p}$  – розрахункова довжина внутрішньої частини круглого штуцера, що бере участь у зміцненні отвору, мм;

$S_I$  – виконавча товщина стінки штуцера, мм;

$C_{sI}$  – добавка для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки штуцера, мм.

“Надлишковий” метал зміцнюваного елемента  $A_4$ , мм<sup>2</sup>, що бере участь у зміцненні отвору, визначають за формулою

$$A_4 = l_p \cdot (S - S_p - C), \quad (3.187)$$

де  $l_p$  – розрахункова ширина зони зміцнення поблизу штуцера або тороподібної вставки, мм;

$S$  – виконавча товщина стінки зміцнюваного елемента, мм;

$S_p$  – розрахункова товщина стінки зміцнюваного елемента, мм;

$C$  – сума добавок до розрахункової товщини стінки зміцнюваного елемента, мм.

Компенсовану площу отвору  $A$ , мм<sup>2</sup>, визначають за формулою

$$A = 0,5 (d_p - d_{op}) \cdot S_p, \quad (3.188)$$

де  $d_p$  – розрахунковий діаметр отвору, мм;

$d_{op}$  – розрахунковий діаметр, мм.

Розрахунковий діаметр визначається за формулою

$$d_{op} = 0,4 \sqrt{D_p \cdot (S - C)}. \quad (3.189)$$

Відношення допустимих напружин визначаються за формулами:

– для штуцера

$$\chi_1 = \min \left\{ 1, 0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]} \right\}; \quad (3.190)$$

– для зміцнювального кільця

$$\chi_2 = \min \left\{ 1, 0; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\}, \quad (3.191)$$

де  $[\sigma]$ ,  $[\sigma]_1$ ,  $[\sigma]_2$  – допустимі напружини для матеріалів відповідно зміцнюваного елемента, штуцера і зміцнювального кільця при розрахунковій температурі, МПа.

При використанні штуцерів довільної форми (рисунки 3.32,з і 3.41) умова зміцнення отвору визначається виразом

$$A_1 + A_3 \geq A. \quad (3.192)$$

У формулі (3.192) площі  $A_1$  и  $A_3$  визначаються відповідно до рисунка 3.41.

### Визначення допустимого тиску

Допустимий внутрішній надлишковий тиск  $[P]$ , МПа, визначають за формулою

$$[P] = \frac{2 K_1 (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_p + (S - C) \cdot V} \cdot V, \quad (3.193)$$

де  $K_1$  – безрозмірний коефіцієнт;

$V$  – коефіцієнт зниження міцності.





де  $\varphi$  – коефіцієнт міцності зварних з'єднань обичайок та днищ, приймається за таблицею 3.2;

$\varphi_I$  – коефіцієнт міцності подовжнього зварного шва штуцера.

Якщо зміцнюваний елемент піддається зовнішньому тиску, допустимий тиск визначаються за формулою

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + ([P]_{II} / [P]_E)^2}}, \quad (3.195)$$

де  $[P]_{II}$  – допустимий зовнішній тиск у границях пластичності, який визначають за формулою (3.193) як допустимий внутрішній надлишковий тиск для елементів посудини або апарата з отвором, МПа;

$[P]_E$  – допустимий зовнішній тиск у границях пружності для обичайки (днища) без отворів, МПа, який визначають за формулою (3.22).

### 3.4.7 Зміцнення взаємовпливаючих отворів

#### Зміцнення отворів в апаратах, що працюють під внутрішнім надлишковим тиском

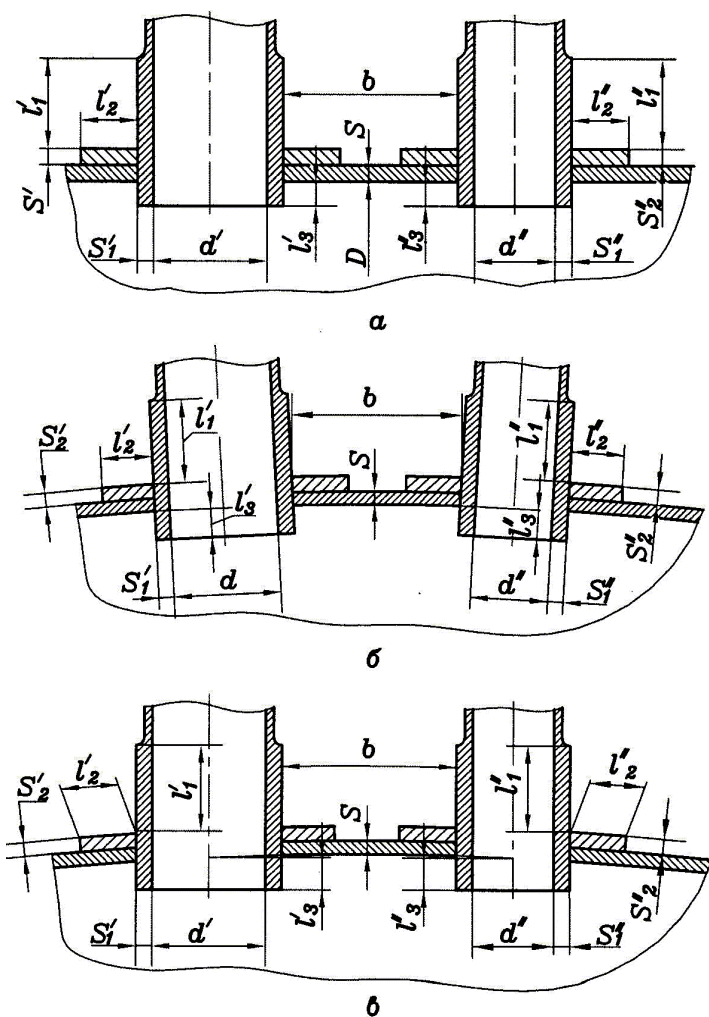
Якщо не виконується умова (3.161), розрахунок взаємовпливаючих отворів (рисунки 3.34, 3.42) виконують у такий спосіб. Спочатку розраховуються зміцнення для кожного з цих отворів окремо відповідно до пункту 3.4.6, а потім перевіряється достатність зміцнення перемички між отворами, для чого необхідно визначити допустимий тиск для перемички  $[P]_e$ , МПа, за формулою

$$[P]_e = \frac{2 K_I \cdot (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{0,5 (D'_p + D''_p) + (S - C) \cdot V_I} \cdot V_I, \quad (3.196)$$

$$[P]_e = \frac{2 K_I \cdot (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{0,5 (D'_p + D''_p) + (S - C) \cdot V_I} \cdot V_I, \quad (3.196)$$

де  $V_I$  – коефіцієнт зниження міцності.

При роздільному зміцненні кожного отвору коефіцієнт зниження міцності визначають за формулою



*a* – при розташуванні отворів на твірній циліндричної обичайки; *б* – при розташуванні отворів по нормалі до поверхні зміцнюваного елемента, *в* – при розташуванні отворів на поверхні зміцнюваного елемента зі зміщеними штуцерами

Рисунок 3.42 – Розрахункові схеми зміцнення взаємовпливаючих отворів

$$V_I = \min \left\{ I; \frac{I + \frac{l'_{1p} \cdot (S'_1 - C'_s) \cdot \chi'_1 + l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 + l'_{3p} \cdot (S'_1 - C'_s - C'_{s1}) \cdot \chi'_1}{b \cdot (S - C)} + \frac{K_3 \cdot \left( 0,8 + \frac{d'_p + d''_p}{2b} \right) + K_I \cdot \left( \frac{d' + 2C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi'}{\varphi'_1} \cdot \frac{l'_{1p}}{b} + \frac{l''_{1p} \cdot (S''_1 - C''_s) \cdot \chi''_1 + l''_{2p} \cdot S''_2 \cdot \chi''_2 + l''_{3p} \cdot (S''_1 - C''_s - C''_{s1}) \cdot \chi''_1}{b \cdot (S - C)} + \frac{d'' + 2C''_s}{D''_p} \cdot \frac{\varphi''}{\varphi''_1} \cdot \frac{l''_{1p}}{b} \right)}{\left( \frac{d' + 2C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi'}{\varphi'_1} \cdot \frac{l'_{1p}}{b} + \frac{d'' + 2C''_s}{D''_p} \cdot \frac{\varphi''}{\varphi''_1} \cdot \frac{l''_{1p}}{b} \right)} \right\} \quad (3.197)$$

Параметри з одним і двома штрихами у формулі (3.197) відносяться відповідно до елементів зміцнення першого і другого отвору.

Якщо вісь зварного шва обичайки (днища) віддалена від зовнішніх поверхонь штуцерів понад три товщини стінки зміцнюваного елемента,  $3S$ , і не перетинає перемичку (рисунок 3.43), коефіцієнт міцності зварного шва у формулах (3.196-3.198) приймають рівним  $\varphi = I$ . В інших випадках коефіцієнт  $\varphi$  приймають залежно від виду та обсягу контрольованих швів за таблицею 3.2. Коефіцієнти міцності подовжніх зварних швів штуцерів приймають рівними  $\varphi'_1 = I$  і  $\varphi''_1 = I$ , якщо кути  $\psi'$  і  $\psi''$  (рисунок 3.43,б) складають понад  $60^\circ$ . В інших випадках приймають  $\varphi'_1 \leq I$  і  $\varphi''_1 \leq I$  залежно від виду та обсягу контрольованих швів.

При спільному зміцненні двох взаємовпливаючих отворів (рисунок 3.44) загальним накладним кільцем коефіцієнт зниження міцності визначають за формулою

$$V_I = \min \left\{ I; \frac{I + \frac{l'_{1p} \cdot (S'_1 - C'_s) \cdot \chi'_1 + l''_{1p} \cdot (S''_1 - C''_s) \cdot \chi''_1 + L_2 \cdot S_2 \cdot \chi_2 +}{b \cdot (S - C)} + \frac{K_3 \cdot \left( 0,8 + \frac{d'_p + d''_p}{2b} \right) + K_I \cdot \left( \frac{d' + 2C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi'}{\varphi'_1} \cdot \frac{l'_{1p}}{b} + \frac{l'_{3p} \cdot (S'_3 - C'_s - C'_{s1}) \cdot \chi'_3 + l''_{3p} \cdot (S''_1 - C''_s - C''_{s1}) \cdot \chi''_1}{b \cdot (S - C)} + \frac{d'' + 2C''_s}{D''_p} \cdot \frac{\varphi''}{\varphi''_1} \cdot \frac{l''_{1p}}{b} \right)}{\left( \frac{d' + 2C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi'}{\varphi'_1} \cdot \frac{l'_{1p}}{b} + \frac{d'' + 2C''_s}{D''_p} \cdot \frac{\varphi''}{\varphi''_1} \cdot \frac{l''_{1p}}{b} \right)} \right\} \quad (3.198)$$

де  $L_2$  – розрахункова ширина зони зміцнення при використанні загального зміцнювального кільця для двох отворів, мм.

$$L_2 = \min \{ b; l'_{2p} + l''_{2p} \} . \quad (3.199)$$

Коефіцієнт  $K_3$  для циліндричних і конічних обичайок визначають за формулою

$$K_3 = 0,5 \left( 1 + \cos^2 \beta \right), \quad (3.200)$$

де  $\beta$  – кут, град., який визначають відповідно до рисунка 3.34

Для опуклих днищ коефіцієнт  $K_3$  приймають рівним 1.

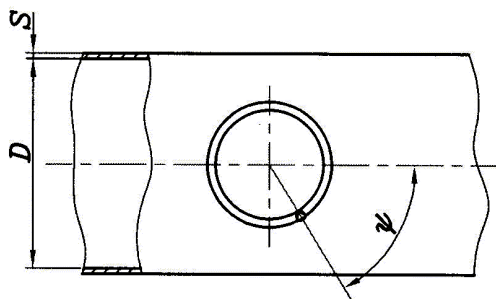
### **Зміцнення отворів в апаратах, що працюють під зовнішнім тиском**

Розрахунок зміцнення взаємовпливаючих отворів в апаратах, що працюють під зовнішнім тиском, проводять для кожного з цих отворів окремо відповідно до пункту 3.4.6.

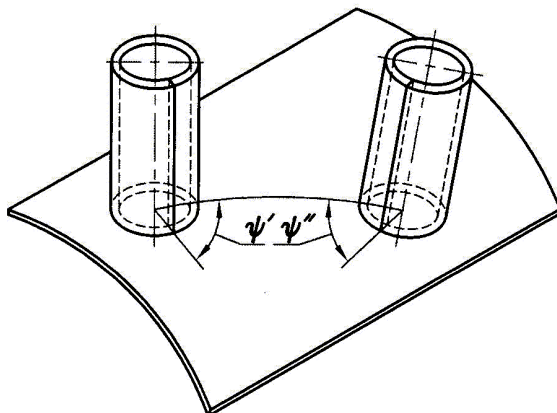
Допустимий зовнішній тиск у границях пластичності  $[P]_{II}$  визначають для кожного отвору за формулою (3.193) і для перемички – за формулою (3.196), після чого з отриманих значень приймають менше.

Допустимий зовнішній тиск у границях пружності  $[P]_E$  визначають за формулою (3.22), а допустимий зовнішній тиск  $[P]$  – за формулою (3.195).

Для обичайок з кільцями жорсткості розрахунок проводять для кожної ділянки з отворами між суміжними кільцями.



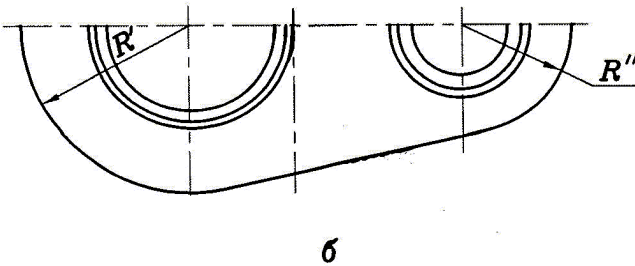
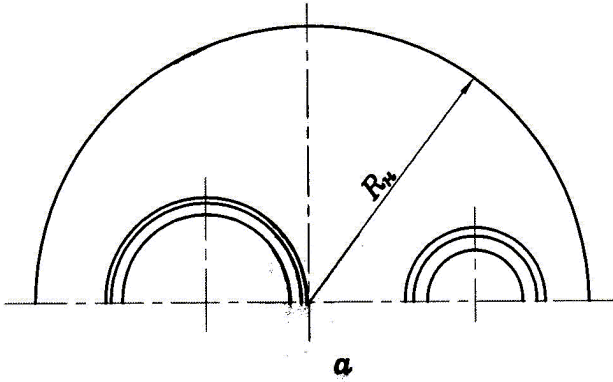
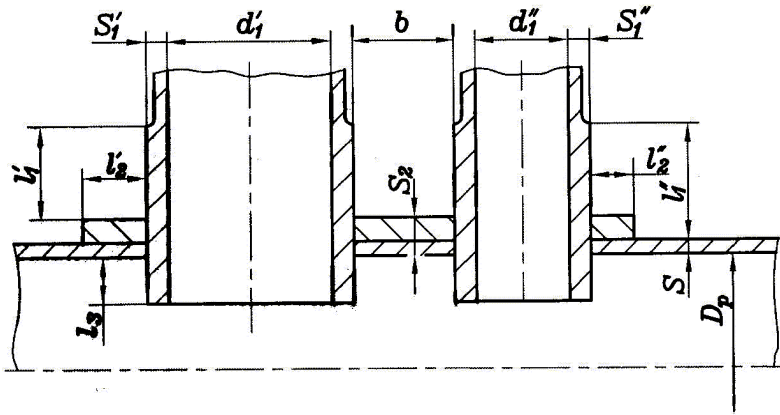
**a**



**б**

*a* – розташування подовжнього зварного шва штуцера, ввареного в обичайку; *б* – розташування подовжніх зварних швів на суміжних штуцерах, вварених в обичайку

Рисунок 3.43 – Розрахункова схема до урахування впливу зварних швів  
 Розрахункова ширина зони зміцнення визначається за формулою



*a* – круглим накладним кільцем; *б* – несиметричним накладним кільцем

Рисунок 3.44 – Спільне зміцнення взаємовпливаючих отворів

### 3.4.8 Приклади розрахунку зміцнення отворів

#### Приклад 3.28

Виконати зміцнення отворів на циліндричній обичайці горизонтального апарата (рисунок 3.45), що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Розрахунковий тиск в апараті  $P = 0,65$  МПа, розрахункова температура стінки апарата  $t = 100$  °С, внутрішній діаметр обичайки  $D = 2400$  мм, виконавча товщина стінки обичайки  $S = 8$  мм, розрахункова товщина стінки обичайки  $S_p = 4,42$  мм. Матеріал обичайок апарата та люка – сталь марки 09Г2С, патрубків штуцерів – сталь марки 10Г2. Внутрішній діаметр обичайки люка  $d' = 500$  мм, штуцери Б і В виготовляються з труби  $57 \times 3$  мм. Товщина стінки обичайки люка відповідно до галузевого стандарту [30] на умовний тиск  $1,0$  МПа складає  $S_1 = 8$  мм, довжина обичайки люка –  $l_1 = 200$  мм. Додаток для компенсації корозії і ерозії циліндричної обичайки та люка прийняти рівною  $C_1 = C'_{s1} = 2$  мм.

Група апарата за ГСТУ 3-17-191-2000 – 1.

Визначаємо розрахункові діаметри зміцнюваного елемента (обичайки) по центру зміцнюваних отворів за формулою (3.162)

$$D_p = D'_p = D''_p = D = 2400 \text{ мм.}$$

Додаток для компенсації мінусового допуску обичайки товщиною  $S = 8$  мм за таблицею 3.4 складає

$$C_2 = 0,8 \text{ мм.}$$

Суму додатків до розрахункової товщини стінки обичайки визначаємо за формулою (3.11)

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр поодинокого отвору, що не вимагає додаткового зміцнення при надлишковій товщині стінки посудини, визначаємо за формулою (3.165)

$$\begin{aligned} d_0 &= 2 \left( \frac{S - C}{S_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (S - C)} = \\ &= 2 \cdot \left( \frac{8 - 2,8}{4,42} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{2400 \cdot (8 - 2,8)} = 84,1 \text{ мм.} \end{aligned}$$



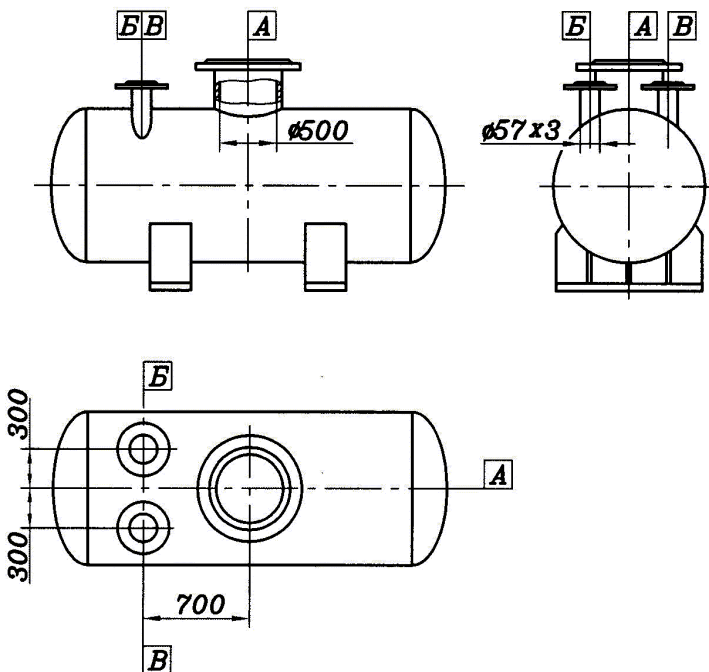


Рисунок 3.45 – Горизонтальний апарат з приварними еліптичними днищами

Перевіряємо необхідність зміцнення отвору під люк А.

Так як обичайки апарата та люка виготовляються із однієї марки сталі і мають однакової товщини, суми добавок до розрахункових товщин їхніх стінок приймаємо рівними

$$C'_s = C = 2,8 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр отвору в стінці обичайки під люк А, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні, визначаємо за формулою (3.167)

$$d'_p = d' + 2 C'_s = 500 + 2 \cdot 2,8 = 505,6 \text{ мм.}$$

Умова (3.166)

$$d'_p = 505,6 > d_0 = 84,1 \text{ мм}$$

не виконується, отже, потрібно додаткове зміцнення отвору в обичайці під люк.

Визначаємо внутрішній діаметр штуцерів Б і В

$$d'' = d_H'' - 2 S_1'' = 57 - 2 \cdot 3 = 51 \text{ мм},$$

де  $d_H''$  – зовнішній діаметр штуцера, мм;

$S_1''$  – товщина стінки штуцера, мм.

Значення кутів  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  розраховуємо відповідно до рисунка 3.46:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{x - 0,5 d''}{0,5 D} = \arcsin \frac{300 - 0,5 \cdot 51}{0,5 \cdot 2400} = 13,2^\circ;$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{x + 0,5 d''}{0,5 D} = \arcsin \frac{300 + 0,5 \cdot 51}{0,5 \cdot 2400} = 15,7^\circ.$$

Довжина отвору в окружному напрямку складає

$$t = \frac{\pi \cdot D \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)}{360} = \frac{3,14 \cdot 2400 \cdot (15,7 - 13,2)}{360} = 52,7 \text{ мм}.$$

Добавку для компенсації корозії та ерозії для штуцера приймаємо рівною добавці для компенсації корозії та ерозії для обичайки

$$C_{s1}'' = C_1 = 2 \text{ мм}.$$

Добавку для компенсації мінусового допуску приймаємо рівною 15 % від товщини стінки труби

$$C_{s2}'' = 0,15 S_1'' = 0,15 \cdot 3 = 0,45 \text{ мм}.$$

Суму добавок до розрахункової товщини стінки штуцера визначаємо за формулою (3.11)

$$C_s'' = C_{s1}'' + C_{s2}'' = 2 + 0,45 = 2,45 \text{ мм}.$$

Розрахунковий діаметр отвору в стінці обичайки для штуцерів Б і В визначаємо за формулою (3.168)

$$\begin{aligned} d_p'' &= \max \{ d''; 0,5 t \} + 2 C_s'' = \\ &= \max \{ 51; 0,5 \cdot 52,7 \} + 2 \cdot 2,45 = 51 + 4,9 = 55,9 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Умова (3.166)

$$d_p'' = 55,9 < d_0 = 84,1 \text{ мм}$$

виконується, отже, штуцера Б і В не вимагають додаткового зміцнення.

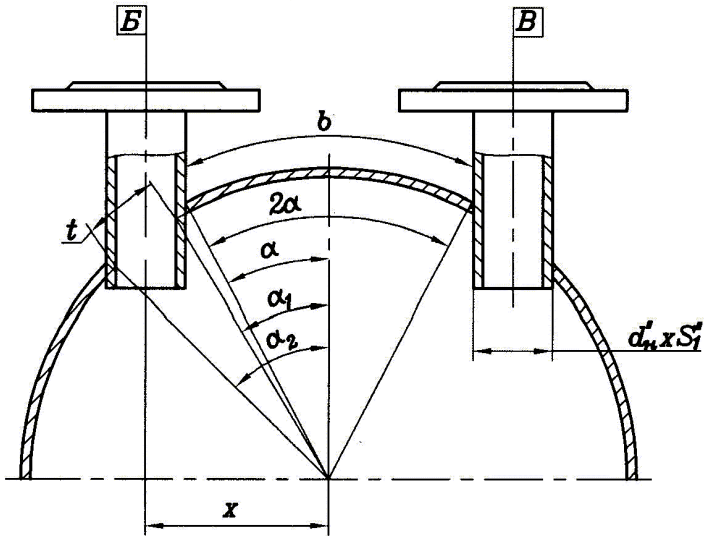


Рисунок 3.46 – Розміщення штуцерів на циліндричній обичайці

Розрахункову товщину стінки люка, навантаженого внутрішнім надлишковим тиском, визначаємо за формулою (3.173)

$$S'_{1p} = \frac{P \cdot (d' + 2 C'_s)}{2 [\sigma]_I \cdot \varphi_I - P} = \frac{0,65 \cdot (500 + 2 \cdot 2,8)}{2 \cdot 177 \cdot 1 - 0,65} = 0,93 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину зовнішньої частини люка визначаємо за формулою (3.175)

$$\begin{aligned} l'_{1p} &= \min \left\{ l'_1; 1,25 \sqrt{(d' + 2 C'_s) \cdot (S'_1 - C'_s)} \right\} = \\ &= \min \left\{ 200; 1,25 \sqrt{(500 + 2 \cdot 2,8) \cdot (8 - 2,8)} \right\} = \\ &= \min \{ 200; 64,1 \} = 64,1 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Допустиму напружину для матеріалу обичайок апарата та люка (сталь 09Г2С), при розрахунковій температурі  $t=100$  °С визначаємо за таблицею А.1 додатку А,

$$[\sigma]_I = [\sigma] = 177 \text{ МПа.}$$

Відношення допустимих напружин матеріалів штуцера і корпусу

визначаємо за формулою (3.190)

$$\chi'_1 = \min \left\{ 1, 0; \frac{[\sigma]_l}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1, 0; \frac{177}{177} \right\} = 1.$$

“Надлишковий” метал зовнішньої частини люка визначаємо за формулою (3.184)

$$A'_1 = l'_{1p} \cdot (S'_1 - S'_{1p} - C'_s) \cdot \chi'_1 = 64,1 \cdot (8 - 0,93 - 2,8) \cdot 1 = 273,7 \text{ мм}^2.$$

Перевіряємо умову зміцнення отвору під люк (3.183) без застосування зміцнювального кільця ( $A'_2 = 0$ ) за рахунок “надлишкових” товщин стінок обичайок корпусу і люка.

Приймаємо довжину внутрішньої частини люка рівною  $l'_3 = 0$ . У цьому випадку “надлишковий” метал внутрішньої частини люка  $A'_3$  дорівнює нулю.

Ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.177)

$$L_o = \sqrt{D_p \cdot (S - C)} = \sqrt{2400 \cdot (8 - 2,8)} = 111,7 \text{ мм}.$$

Розрахункову ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.179)

$$l_p = L_o = 111,7 \text{ мм}.$$

Розрахунковий діаметр визначаємо за формулою (3.189)

$$d_{op} = 0,4 \sqrt{D_p \cdot (S - C)} = 0,4 \sqrt{2400 \cdot (8 - 2,8)} = 44,7 \text{ мм}.$$

“Надлишковий” метал зміцнюваного елемента (обичайки), що бере участь у зміцненні отвору, визначаємо за формулою (3.187)

$$A'_4 = l_p \cdot (S - S_p - C) = 111,7 \cdot (8 - 4,42 - 2,8) \cdot 1 = 87,1 \text{ мм}^2.$$

Компенсовану площу отвору визначаємо за формулою (3.188)

$$A' = 0,5 (d'_p - d_{op}) \cdot S_p = 0,5 \cdot (505,6 - 44,7) \cdot 4,42 = 1019 \text{ мм}^2.$$

Умова зміцнення люка без застосування зміцнювального кільця (3.183)

$$A'_1 + A'_4 = 273,7 + 87,1 = 360,8 < A = 1019 \text{ мм}^2$$

не виконується, тому проводимо розрахунок зміцнення люка з застосуванням зміцнювального кільця.

При використанні зміцнювального кільця площу його поперечного перерізу приблизно визначаємо як різницю між компенсованою площею і сумою “надлишкового” металу зовнішньої частини люка та зміцнюваного елемента (обичайки)

$$A' - (A'_1 + A'_4) = 1019 - (273,7 + 87,1) = 658,2 \text{ мм}^2.$$

При товщині зміцнювального кільця  $S'_2 = 8 \text{ мм}$  мінімальне значення ширини зміцнювального кільця складає

$$l'_{2\min} = \frac{A' - (A'_1 + A'_4)}{S'_2} = \frac{1019 - (273,7 + 87,1)}{8} = 82,28 \text{ мм}.$$

Приймаємо ширину зміцнювального кільця рівною  $l'_2 = 90 \text{ мм}$ .

Розрахункову ширину зміцнювального кільця визначаємо за формулою (3.180)

$$\begin{aligned} l'_{2p} &= \min \left\{ l'_2; \sqrt{D'_p \cdot (S'_2 + S - C)} \right\} = \\ &= \min \left\{ 90; \sqrt{2400 \cdot (8 + 8 - 2,8)} \right\} = \min \{ 90; 178 \} = 90 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Допустиму напружину для матеріалу зміцнювального кільця (сталь марки 09Г2С) при розрахунковій температурі  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  визначаємо за таблицею А.1 додатку А,

$$[\sigma]_2 = 177 \text{ МПа}.$$

Відношення допустимих напружин матеріалів зміцнювального кільця та обичайки визначаємо за формулою (3.191)

$$\chi'_2 = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1,0; \frac{177}{177} \right\} = 1.$$

Площу поперечного перерізу зміцнювального кільця, що бере участь у зміцненні отвору, визначаємо за формулою (3.185)

$$A'_2 = l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 = 90 \cdot 8 \cdot 1 = 720 \text{ мм}^2.$$

Умова зміцнення отвору з урахуванням зміцнювального кільця

$$A'_1 + A'_2 + A'_4 = 273,7 + 720 + 87,1 = 1080,8 > A = 1019 \text{ мм}^2$$

виконується.

Коефіцієнт зниження міцності визначаємо за формулою (3.194)

$$V = \min \left\{ I; \frac{I + \frac{l'_{1p}(S'_1 - C'_s) \cdot \chi'_1 + l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 + l'_{3p}(S'_1 - C'_s - C'_{s1}) \cdot \chi'_1}{l_p \cdot (S - C)}}{I + 0,5 \frac{d'_p - d_{op}}{l_p} + K_I \cdot \frac{d' + 2 C_s}{D_p} \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1} \cdot \frac{l'_{1p}}{l_p}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ I; \frac{I + \frac{64,1 \cdot (8 - 2,8) \cdot 1 + 90 \cdot 8 \cdot 1 + 0 \cdot (8 - 2,8) \cdot 1}{111,7 \cdot (8 - 2,8)}}{I + 0,5 \frac{505,6 - 44,7}{111,7} + 1 \cdot \frac{500 + 2 \cdot 2,8}{2400} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{64,1}{111,7}} \right\} = 0,884.$$

Допустимий внутрішній “надлишковий” тиск для циліндричної обичайки визначаємо за формулою (3.193) при значенні коефіцієнта  $K_I = 1$

$$[P] = \frac{2 K_I (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_p + (S - C) \cdot V} \cdot V = \frac{2 \cdot 1 \cdot (8 - 2,8) \cdot 1 \cdot 177}{2400 + (8 - 2,8) \cdot 0,884} \cdot 0,884 = 0,676 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,65 < [P] = 0,676 \text{ МПа}$$

виконується.

Перевіряємо, чи є отвори поодинокими. Визначаємо праву частину нерівності (3.161)

$$\sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = \sqrt{2400 \cdot (8 - 2,8)} + \sqrt{2400 \cdot (8 - 2,8)} =$$

$$= 223,4 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр обичайки люка складає

$$d'_n = d' + 2 S' = 500 + 2 \cdot 8 = 516 \text{ мм.}$$

Визначаємо фактичну відстань  $b'$  між зовнішніми поверхнями люка та суміжних з ним штуцерів. Для люка А і штуцера Б (або В) відстань  $b'$  приблизно розраховуємо як гіпотенузу прямокутного трикутника з катетами  $R_1$  і  $R_2$

$$b' = \sqrt{R_1^2 + R_2^2} - \frac{d'_n + d''_n}{2} = \sqrt{700^2 + 300^2} - \frac{516 + 57}{2} = 475 \text{ мм.}$$

Умова (3.165)

$$b' = 475 > \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = 223,4 \text{ мм}$$

виконується, отже, ці отвори є поодинокими.

Половину центрального кута визначаємо відповідно до рисунка 3.46

$$\alpha = \arcsin \frac{x - 0,5 d''_n}{0,5D + S} = \arcsin \frac{300 - 0,5 \cdot 57}{0,5 \cdot 2400 + 8} = 13^\circ.$$

Фактичну відстань  $b''$  між зовнішніми поверхнями штуцерів Б і В визначаємо як довжину дуги по зовнішній поверхні обичайки

$$b'' = \frac{2\pi \cdot (0,5D + S) \cdot 2\alpha}{360} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot (0,5 \cdot 2400 + 8) \cdot 2 \cdot 13}{360} = 548,2 \text{ мм.}$$

Умова (3.161) для штуцерів Б і В

$$b'' = 548,2 > \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = 223,4 \text{ мм}$$

виконується, отже, ці отвори є поодинокими.

### Приклад 3.29

Виконати зміцнення отвору під штуцер, вісь якого розташована під кутом  $\gamma = 45^\circ$  відносно нормалі до поверхні циліндричній обичайки вертикального апарата (рисунок 3.47), що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Розрахунковий тиск в апараті  $P = 1,0$  МПа, розрахункова температура стінки апарата  $t = 165^\circ\text{C}$ , внутрішній діаметр обичайки  $D = 1000$  мм, виконавча товщина стінки обичайки  $S = 8$  мм, розрахункова товщина стінки обичайки  $S_p = 3,87$  мм. Матеріал обичайки – сталь марки СтЗсп5, штуцера - сталь 20. Штуцер виготовляється з труби  $32 \times 3$  мм. Додатку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 2$  мм.

Розрахунковий діаметр зміцнюваного елемента (обичайки) по центру зміцнюваного отвору визначаємо за формулою (3.162)

$$D_p = D = 1000 \text{ мм.}$$

Додатку для компенсації мінусового допуску обичайки з товщиною стінки рівною  $S = 8$  мм за таблицею 3.4 складає  $C_2 = 0,8$  мм.

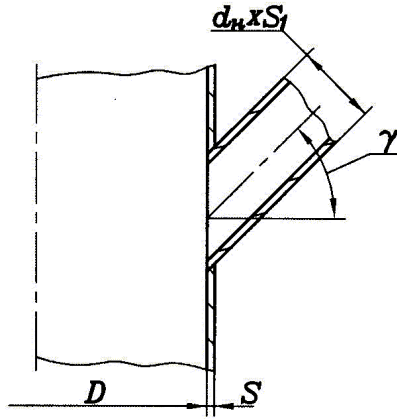


Рисунок 3.47 – Розташування нахилоного штуцера на циліндричній обичайці

Суму добавок до розрахункової товщини стінки обичайки визначимо за формулою (3.11)

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр поодинокого отвору, що не вимагає додаткового зміцнення при “надлишковій” товщині стінки посудини, визначимо за формулою (3.165)

$$\begin{aligned} d_0 &= 2 \left( \frac{S-C}{S_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (S-C)} = \\ &= 2 \cdot \left( \frac{8-2,8}{3,87} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{1000 \cdot (8-2,8)} = 78,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Внутрішній діаметр штуцера дорівнює

$$d = d_n - 2 S_1 = 32 - 2 \cdot 3 = 26 \text{ мм,}$$

де  $d_n$  – зовнішній діаметр штуцера, мм;

$S_1$  – товщина стінки штуцера, мм.

Добавку для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки штуцера приймаємо рівною добавці для компенсації корозії та



ерозії для матеріалу обичайки

$$C_{s1} = C_1 = 2 \text{ мм.}$$

Добавку для компенсації мінусового допуску приймаємо рівною 15 % від товщини стінки труби

$$C_{s2} = 0,15 S_1 = 0,15 \cdot 3 = 0,45 \text{ мм.}$$

Суму добавок до розрахункової товщини стінки штуцера визначаємо за формулою (3.11)

$$C_s = C_{s1} + C_{s2} = 2 + 0,45 = 2,45 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр штуцера, вісь якого розташована під кутом  $\gamma$  відносно нормалі до поверхні обичайки, визначаємо за формулою (3.170)

$$d_p = (d + 2 C_s) / \cos^2 \gamma = (26 + 2,45) / \cos^2 45^\circ = 61,8 \text{ мм.}$$

Умова (3.166)

$$d_p = 61,8 < d_0 = 78,4 \text{ мм}$$

виконується, отже, отвір не вимагає додаткового зміцнення.

### **Приклад 3.30**

Виконати зміцнення отвору під штуцер на конічному переході вертикального апарата, що працює під внутрішнім надлишковим тиском, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні переходу (рисунок 3.48). Внутрішній діаметр конічного переходу по центру зміцнюваного отвору  $D_k = 1100$  мм, кут при вершині конічного переходу  $2\alpha = 45^\circ$ . Розрахунковий тиск в апараті  $P = 1,0$  МПа, розрахункова температура стінки апарата  $t = 100$  °С, розрахункова товщина стінки конічного переходу  $S_{кр} = 4,1$  мм, виконавча товщина стінки конічного переходу  $S_k = 8$  мм. Добавку для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 1$  мм. Матеріал конічного переходу – сталь марки СтЗсп5, матеріал штуцера – сталь 20. Штуцер виготовляється з труби  $89 \times 4$  мм. Внутрішні діаметри обичайок  $D = 1200$  мм і  $D_m = 1000$  мм.

Розрахунковий діаметр зміцнюваного елемента (конічного переходу) по центру зміцнюваного отвору визначаємо за формулою (3.163)

$$D_p = D_k / \cos \alpha = 1100 / \cos 22,5^\circ = 1191 \text{ мм.}$$

Добавка для компенсації мінусового допуску сталевго листа товщиною 8 мм за таблицею 3.4 складає

$$C_2 = 0,8 \text{ мм.}$$

Суму добавок до розрахункової товщини стінки обичайки визначимо за формулою (3.11)

$$C = C_1 + C_2 = 1 + 0,8 = 1,8 \text{ мм.}$$

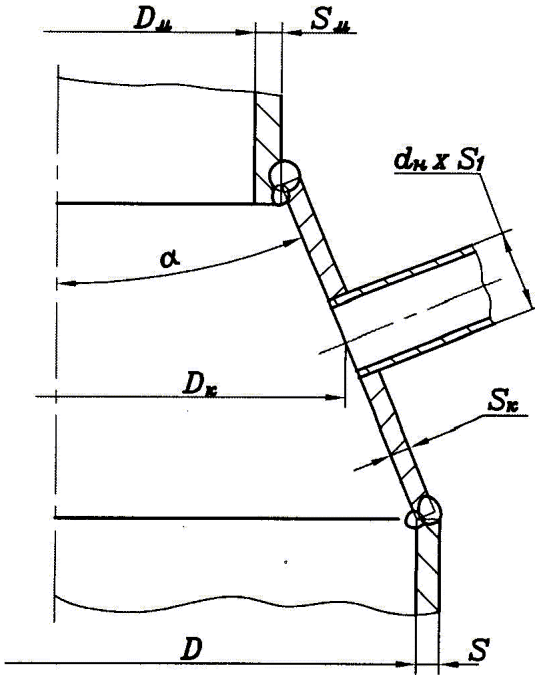


Рисунок 3.48 – Розташування штуцера на кінцічному переході

Розрахунковий діаметр поодинокого отвору, що не вимагає додаткового зміцнення при “надлишковій” товщині стінки обичайки, визначимо за формулою (3.165)

$$d_0 = 2 \left( \frac{S - C}{S_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (S - C)} =$$

$$= 2 \left( \frac{8-1,8}{4,1} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{1191 \cdot (8-1,8)} = 122,4 \text{ мм.}$$

*Внутрішній діаметр штуцера дорівнює*

$$d = d_n - 2 S_1 = 89 - 2 \cdot 4 = 81 \text{ мм,}$$

де  $d_n$  – зовнішній діаметр штуцера, мм;

$S_1$  – товщина стінки штуцера, мм.

*Добавку для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки штуцера приймаємо рівною добавці для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки обичайки*

$$C_{s1} = C_1 = 1 \text{ мм.}$$

*Добавку для компенсації мінусового допуску приймаємо рівною 15 % від товщини стінки труби*

$$C_{s2} = 0,15 S_1 = 0,15 \cdot 4 = 0,6 \text{ мм.}$$

*Суму добавок до розрахункової товщини стінки штуцера визначаємо за формулою (3.11)*

$$C_s = C_{s1} + C_{s2} = 1 + 0,6 = 1,6 \text{ мм.}$$

*Розрахунковий діаметр штуцера, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні переходу, визначаємо за формулою (3.167)*

$$d_p = d + 2 C_s = 81 + 2 \cdot 1,6 = 84,2 \text{ мм.}$$

*Умова (3.166)*

$$d_p = 84,2 < d_0 = 122,4 \text{ мм}$$

*виконується, отже, отвір під штуцер не вимагає додаткового зміцнення.*

### **Приклад 3.31**

*Виконати зміцнення отворів на верхньому еліптичному днищі апарата (рисунок 3.49), що працює під внутрішнім надлишковим тиском. Розрахунковий тиск в апараті  $P = 1,0$  МПа, розрахункова температура стінки апарата  $t = 165$  °С, внутрішній діаметр апарата  $D = 1000$  мм, виконавча товщина стінки еліптичного днища  $S_1 = 8$  мм. Матеріал днища і люка – сталь марки СтЗсп5, патрубків штуцерів - сталь 20. Внутрішній діаметр обичайки люка  $A$   $d' = 400$  мм, патрубки штуцерів виготовля-*

ються з труби 57×3 мм. Група апарата за ГСТУ 3-17-191-2000 – 4. Додаткову для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки днища і люка прийняти рівною  $C_1 = 2$  мм.

Внутрішній діаметр штуцерів складає

$$d'' = d''_n - 2 S''_1 = 57 - 2 \cdot 3 = 51 \text{ мм.}$$

де  $d''_n$  – зовнішній діаметр штуцера, мм;

$S''_1$  – товщина стінки штуцера, мм.

Розрахункові діаметри зміцнюваного елемента (еліптичного днища) по центру зміцнюваних отворів визначаємо за формулою (3.164):

– для люка при  $x' = R_1 = 200$  мм

$$D'_p = 2 D \cdot \sqrt{1 - 3 (x' / D)^2} = 2 \cdot 1000 \cdot \sqrt{1 - 3 \cdot (200 / 1000)^2} = 1876 \text{ мм.}$$

– для штуцерів при  $x'' = R_2 = 360$  мм

$$D''_p = 2 D \cdot \sqrt{1 - 3 (x'' / D)^2} = 2 \cdot 1000 \cdot \sqrt{1 - 3 \cdot (360 / 1000)^2} = 1564 \text{ мм.}$$

Додаток для компенсації мінусового допуску сталевих листів товщиною 8 мм за таблицею 3.4 складає

$$C_2 = 0,8 \text{ мм.}$$

Суму додатків до розрахункової товщини стінки днища  $C$  визначаємо за формулою (3.11)

$$C = C_1 + C_2 = 2 + 0,8 = 2,8 \text{ мм.}$$

Товщина стінки обичайки люка за галузевим стандартом [30] на умовний тиск  $P_y = 1,0$  МПа складає  $S_1 = 8$  мм.

Днище апарата та обичайка люка виготовляються з однієї і тієї ж марки сталі і їхні товщини однакові, тому суми додатків до розрахункових товщин їхніх стінок дорівнюють

$$C'_s = C = 2,8 \text{ мм.}$$

Додаток для компенсації корозії та ерозії до розрахункових товщин стінок штуцерів приймаємо рівною додатку для компенсації корозії та ерозії до розрахункової товщини стінки обичайки

$$C''_{s1} = C_1 = 2 \text{ мм.}$$

Додаток для компенсації мінусового допуску приймаємо рівною 15 %

від товщини стінки труби

$$C''_{s2} = 0,15 S''_1 = 0,15 \cdot 3 = 0,45 \text{ мм.}$$

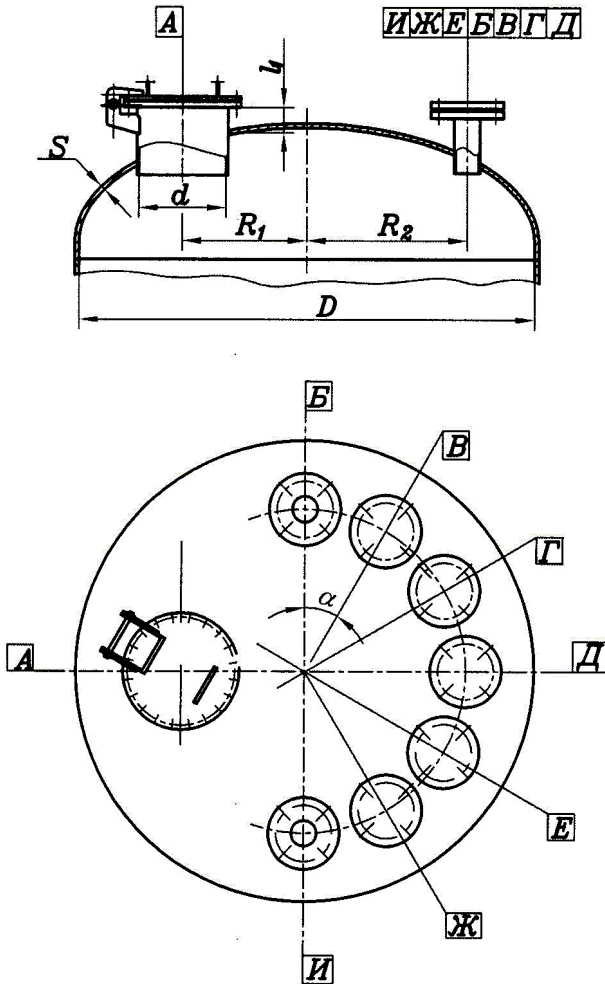


Рисунок 3.49 – Розташування люка і штучерів на верхньому еліптичному дніщі вертикального апарата

Сума добавок до розрахункової товщини стінки штуцера складає

$$C_s'' = C_{s1}'' + C_{s2}'' = 2 + 0,45 = 2,45 \text{ мм.}$$

Розрахункову товщину стінки еліптичного днища, що працює під внутрішнім “надлишковим” тиском, на осі отвору визначаємо за формулою (3.172):

– для люка

$$S'_p = \frac{P \cdot D'_p}{4\varphi \cdot [\sigma] - P} = \frac{1,0 \cdot 1876}{4 \cdot 0,9 \cdot 144 - 1,0} = 3,62 \text{ мм;}$$

– для штуцерів

$$S''_p = \frac{P \cdot D''_p}{4\varphi \cdot [\sigma] - P} = \frac{1,0 \cdot 1564}{4 \cdot 0,9 \cdot 144 - 1,0} = 3,02 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр поодинокого отвору, що не вимагає додаткового зміцнення при “надлишковій” товщині стінки днища, визначаємо за формулою (3.165):

– для люка

$$\begin{aligned} d'_0 &= 2 \left( \frac{S - C}{S'_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} = \\ &= 2 \left( \frac{8 - 2,8}{3,62} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{1876 \cdot (8 - 2,8)} = 125,7 \text{ мм;} \end{aligned}$$

– для штуцерів

$$\begin{aligned} d''_0 &= 2 \left( \frac{S - C}{S''_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = \\ &= 2 \left( \frac{8 - 2,8}{3,02} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{1564 \cdot (8 - 2,8)} = 166,2 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Розрахунковий діаметр отвору для зміщеного штуцера на еліптичному днищі (рисунок 3.37,а) визначаємо за формулою (3.169):

– для люка

$$d'_p = \frac{d' + 2 C'_s}{\sqrt{1 - (2 x' / D'_p)^2}} = \frac{400 + 2 \cdot 2,8}{\sqrt{1 - (2 \cdot 200 / 1876)^2}} = 415,2 \text{ мм;}$$

– для штуцерів

$$d_p'' = \frac{d'' + 2 C_s''}{\sqrt{1 - (2 x'' / D_p'')^2}} = \frac{51 + 2 \cdot 2,45}{\sqrt{1 - (2 \cdot 360 / 1564)^2}} = 63 \text{ мм.}$$

Умова (3.166) для зміцнення отвору під люк

$$d_p' = 415,2 > d_0' = 125,7 \text{ мм}$$

не виконується, отже, потрібно його додаткове зміцнення.

Умова (3.166) зміцнення отворів під штуцери

$$d_p'' = 63 < d_0'' = 166,2 \text{ мм}$$

виконується.

Розрахункову товщину стінки люка, навантаженого внутрішнім надлишковим тиском, визначаємо за формулою (3.173)

$$S'_{1p} = \frac{P \cdot (d' + 2 C_s')}{2 [\sigma]_l' \cdot \phi_l' - P} = \frac{1,0 \cdot (400 + 2 \cdot 2,8)}{2 \cdot 144 \cdot 0,9 - 1,0} = 1,6 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину зовнішньої частини обичайки люка визначаємо за формулою (3.175), у якій її виконавчу довжину приймаємо рівною  $l_1' = 200 \text{ мм}$  [30]

$$\begin{aligned} l'_{1p} &= \min \left\{ l_1'; 1,25 \cdot \sqrt{(d' + 2 C_s') \cdot (S_1' - C_s')} \right\} = \\ &= \min \left\{ 200; 1,25 \cdot \sqrt{(400 + 2 \cdot 2,8) \cdot (8 - 2,8)} \right\} = \\ &= \min \{ 200; 57,4 \} = 57,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Допустимі відношення напружин матеріалів люка та днища за формулою (3.190) складають

$$\chi_1' = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_l'}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1,0; \frac{144}{144} \right\} = 1.$$

“Надлишковий” метал зовнішньої частини люка визначаємо за формулою (3.184)

$$A_1' = l'_{1p} \cdot (S_1' - S'_{1p} - C_s') \cdot \chi_1' = 57,4 \cdot (8 - 1,6 - 2,8) \cdot 1 = 207 \text{ мм}^2.$$

Довжину внутрішньої частини люка приймаємо рівною  $l'_{3p} = 0$ .

При цьому “надлишковий” метал внутрішньої частини люка, що визначається за формулою (3.186), складає  $A_3' = 0$ .

Ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.177)

$$L'_o = \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} = \sqrt{1876 \cdot (8 - 2,8)} = 98,8 \text{ мм.}$$

Розрахункову ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.179)

$$l'_p = L'_o = 98,8 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр визначаємо за формулою (3.189)

$$d'_{op} = 0,4 \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} = 0,4 \sqrt{1876 \cdot (8 - 2,8)} = 39,5 \text{ мм.}$$

“Надлишковий” метал укріплюваного елемента (днища), що бере участь у зміцненні, визначаємо за формулою (3.187)

$$A'_4 = l'_p \cdot (S - S_p - C) = 98,8 \cdot (8 - 3,62 - 2,8) \cdot 1 = 156 \text{ мм}^2.$$

Компенсовану площу отвору визначаємо за формулою (3.188)

$$A' = 0,5 (d'_p - d'_{op}) \cdot S_p = 0,5 \cdot (415,2 - 39,5) \cdot 3,62 = 680 \text{ мм}^2.$$

Умова зміцнення люка без використання накладного кільця (3.183)

$$A'_1 + A'_4 = 207 + 156 = 363 < A = 680 \text{ мм}^2$$

не виконується, тому приймаємо схему зміцнення з накладним кільцем.

При використанні для зміцнення отвору під люк накладного кільця площу перерізу кільця визначаємо як різницю між площею, яку необхідно скомпенсувати, і сумою площ “надлишкового” металу зміцнюваного елемента (днища) і зовнішньої частини обичайки люка

$$A' - (A'_1 + A'_4) = 680 - (207 + 156) = 317 \text{ мм}^2.$$

При товщині накладного кільця  $S'_2 = S = 8$  мм мінімальне значення ширини кільця складає

$$l'_{2min} = \frac{A' - (A'_1 + A'_4)}{S'_2} = \frac{680 - (207 + 156)}{8} = 39,6 \text{ мм.}$$

Із конструктивних міркувань приймаємо  $l'_2 = 60$  мм.

Розрахункову ширину накладного кільця визначаємо за формулою (3.180)

$$l'_{2p} = \min \left\{ l'_2; \sqrt{D'_p \cdot (S'_2 + S - C)} \right\} =$$



$$= \min \left\{ 60; \sqrt{1876 \cdot (8 + 8 - 2,8)} \right\} = \min \{ 60; 157,4 \} = 60 \text{ мм.}$$

Допустимі відношення напружин матеріалів накладного кільця та днища за формулою (3.191) складають

$$\chi'_2 = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1,0; \frac{177}{177} \right\} = 1.$$

Площу поперечного перерізу накладного кільця, яке бере участь у зміцненні отвору, визначаємо за формулою (3.185)

$$A'_2 = l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 = 60 \cdot 8 \cdot 1 = 480 \text{ мм}^2.$$

Умова зміцнення отвору під люк з урахуванням накладного кільця (3.183)

$$A'_1 + A'_2 + A'_4 = 207 + 480 + 156 = 843 > A' = 680 \text{ мм}^2$$

виконується.

Коефіцієнт зниження міцності визначаємо за формулою (3.194)

$$V' = \min \left\{ 1; \frac{l'_{1p}(S'_1 - C'_s)\chi'_1 + l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 + l'_{3p}(S'_1 - C'_s - C'_{s1})\chi'_1}{l'_p \cdot (S - C)} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1; \frac{1 + 0,5 \frac{d'_p - d'_{op}}{l'_p} + K_1 \cdot \frac{d' + 2 C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi}{\varphi'_1} \cdot \frac{l'_{1p}}{l'_p}}{1 + 0,5 \cdot \frac{415,2 - 39,5}{98,8} + 1 \cdot \frac{400 + 2 \cdot 2,8}{1876} \cdot \frac{0,9}{0,9} \cdot \frac{57,4}{98,8}} \right\} = 0,798$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск при значенні коефіцієнта  $K_1 = 2$  для еліптичного днища визначаємо за формулою (3.193)

$$[P]' = \frac{2 K_1 (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D'_p + (S - C) \cdot V'} \cdot V' = \frac{2 \cdot 2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 0,9 \cdot 144}{1876 + (8 - 2,8) \cdot 0,798} \cdot 0,798 = 1,14 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P]' = 1,14 \text{ МПа}$$

виконується.

Перевіримо, чи є отвори поодинокими, за умовою (3.161). Розгля-

немо наступні пари отворів відповідно до рисунка 3.50: люк А і штуцер Б (І); будь-яка пара суміжних штуцерів, наприклад, штуцерів Б і В. Штуцери розташовані на окружності радіусом  $R_2 = 360$  мм, кут між ними складає  $\alpha = 30^\circ$ .

Обчислюємо праву частину нерівності (3.161):

– для люка А і штуцера Б

$$\sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = \sqrt{1876 \cdot (8 - 2,8)} + \sqrt{1564 \cdot (8 - 2,8)} = 189 \text{ мм};$$

– для штуцерів Б і В

$$\sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = 2 \cdot \sqrt{1564 \cdot (8 - 2,8)} = 180,4 \text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр обичайки люка складає

$$d'_H = d' + 2 S'_I = 400 + 2 \cdot 8 = 416 \text{ мм}.$$

Відстань  $b'$  між зовнішніми поверхнями люка А та штуцера Б (або І) обчислюємо приблизно як різницю між гіпотенузою прямокутного трикутника з катетами  $R_1$  і  $R_2$  та половиною суми зовнішніх діаметрів люка та штуцера.

$$b' = \sqrt{R_1^2 + R_2^2} - \frac{d'_H - d''_H}{2} = \sqrt{360^2 + 200^2} - \frac{416 + 57}{2} = 175,3 \text{ мм}.$$

Умова (3.161) для люка А і штуцера Б (І)

$$b' = 175,3 < \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = 189 \text{ мм}$$

не виконується, отже, отвори А і Б (І) є взаємновпливаючими.

Відстань  $b''$  між двома суміжними штуцерами Б і В визначаємо за теоремою косинусів

$$\begin{aligned} b'' &= \sqrt{2 R_2^2 - 2 R_2^2 \cdot \cos 30^\circ} - d''_H = \\ &= \sqrt{2 \cdot 360^2 - 2 \cdot 360^2 \cdot \cos 30^\circ} - 57 = 129,3 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Умова (3.161) для штуцерів Б і В

$$b'' = 129,3 < \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = 180,4 \text{ мм}$$

не виконується отже, отвори Б і В є взаємовпливаючими.

Взаємновпливаючі отвори розраховуємо таким чином. Спочатку розраховуємо зміцнення для кожного з цих отворів, а потім перевіряємо достатність зміцнення перемички між ними.

Проводимо розрахунок зміцнення для штуцера Б, виготовлюваного з труби 57×3 мм. Перевіряємо умову зміцнення (3.183), для чого визначаємо розрахункові величини, які входять до неї.

Розрахункову товщину стінки штуцера, навантаженого внутрішнім надлишковим тиском, визначаємо за формулою (3.173)

$$S_{1p}'' = \frac{P \cdot (d'' + 2 C_s'')}{2 [\sigma]_I'' \cdot \varphi_1'' - P} = \frac{1,0 \cdot (51 + 2 \cdot 2,45)}{2 \cdot 138 \cdot 1 - 1,0} = 0,3 \text{ мм},$$

де  $[\sigma]_I'' = 138 \text{ МПа}$  – допустима напружина матеріалу штуцера зі сталі 20 при розрахунковій температурі;

$\varphi_1'' = 1$  – коефіцієнт міцності зварного шва для безшовного штуцера.

Розрахункову довжину зовнішньої частини штуцера визначаємо за формулою (3.175), прийнявши довжину зовнішньої частини штуцера рівною  $l_1'' = 120 \text{ мм}$ ,

$$l_{1p}'' = \min \left\{ l_1''; 1,25 \sqrt{(d'' + 2 C_s'') \cdot (S_1'' - C_s'')} \right\} = \\ = \min \left\{ 120; 1,25 \sqrt{(51 + 2 \cdot 2,45) \cdot (3 - 2,45)} \right\} = \min \{ 120; 6,9 \} = 6,9 \text{ мм}.$$

Визначаємо відношення допустимих напружин матеріалів штуцера і днища за формулою (3.190)

$$\chi_1'' = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_I''}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1,0; \frac{138}{144} \right\} = 0,958.$$

“Надлишковий” метал зовнішньої частини штуцера визначаємо за формулою (3.184)

$$A_1'' = l_{1p}'' \cdot (S_1'' - S_{1p}'' - C_s'') \cdot \chi_1'' = 6,9 \cdot (3 - 0,3 - 2,45) \cdot 0,958 = 1,65 \text{ мм}^2.$$

Довжину внутрішньої частини штуцера  $l_3''$  приймаємо рівною нулю. У цьому випадку “надлишковий” метал внутрішньої частини штуцера складає  $A_3'' = 0$ .

Ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.177)

$$L_o'' = \sqrt{D_p'' \cdot (S - C)} = \sqrt{1564 \cdot (8 - 2,8)} = 90,2 \text{ мм}.$$

Розрахункову ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.179)

$$l_p'' = L_o'' = 90,2 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр визначаємо за формулою (3.189)

$$d_{op}'' = 0,4 \sqrt{D_p'' \cdot (S - C)} = 0,4 \cdot \sqrt{1564 \cdot (8 - 2,8)} = 36,1 \text{ мм.}$$

“Надлишковий” метал зміцнюваного елемента (днища), що бере участь у зміцненні, визначаємо за формулою (3.187)

$$A_4'' = l_p'' \cdot (S - S_p'' - C) = 90,2 \cdot (8 - 3,02 - 2,8) \cdot 1 = 196,6 \text{ мм}^2.$$

Компенсовану площу отвору визначаємо за формулою (3.188)

$$A'' = 0,5 (d_p'' - d_{op}'') \cdot S_p'' = 0,5 \cdot (63 - 36,1) \cdot 3,02 = 40,6 \text{ мм}^2.$$

Умова зміцнення штуцера без використання накладного кільця

$$A_j'' + A_4'' = 1,65 + 196,6 = 198,25 > A'' = 40,6 \text{ мм}^2$$

виконується.

Коефіцієнт зниження міцності визначаємо за формулою (3.194)

$$V'' = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l_{1p}'' (S_1'' - C_s'') \chi_1'' + l_{2p}'' \cdot S_2'' \cdot \chi_2'' + l_{3p}'' (S_1'' - C_s'' - C_{s1}'') \chi_1''}{l_p'' \cdot (S - C)}}{1 + 0,5 \frac{d_p'' - d_{op}''}{l_p''} + K_1 \cdot \frac{d'' + 2 C_s''}{D_p''} \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1''} \cdot \frac{l_{1p}''}{l_p''}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{6,9 \cdot (3 - 2,45) \cdot 0,958 + 0 + 0}{90,2 \cdot (8 - 2,8)}}{1 + 0,5 \frac{63 - 36,1}{90,2} + 1 \cdot \frac{51 + 2 \cdot 2,45}{1564} \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{6,9}{90,2}} \right\} = 0,862$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск для еліптичного днища в зоні штуцера при значенні коефіцієнта  $K_1 = 2$  визначаємо за формулою (3.193)

$$[P]'' = \frac{2 K_1 \cdot (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_p'' + (S - C) \cdot V''} \cdot V'' = \frac{2 \cdot 2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 1 \cdot 144}{1564 + (8 - 2,8) \cdot 0,862} \cdot 0,862 = 1,646 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P] = 1,646 \text{ МПа}$$

виконується.

Коефіцієнт зниження міцності для перемички між люком А і штуцером Б (І) розраховуємо за формулою (3.197)

$$V'_I = \min \left\{ \begin{aligned} & I + \frac{l'_{1p} \cdot (S'_I - C'_s) \cdot \chi'_I + l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 + l'_{3p} \cdot (S'_I - C'_s - C'_{s1}) \cdot \chi'_I}{b' \cdot (S - C)} + \\ & \frac{K_3 \cdot \left( 0,8 + \frac{d'_p + d''_p}{2 b'} \right) + K_I \cdot \left( \frac{d' + 2 C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi'}{\varphi'_I} \cdot \frac{l'_{1p}}{b'} + \right.}{\left. \frac{l''_{1p} \cdot (S''_I - C''_s) \cdot \chi''_I + l''_{2p} \cdot S''_2 \cdot \chi''_2 + l''_{3p} \cdot (S''_I - C''_s - C''_{s1}) \cdot \chi''_I}{b' \cdot (S - C)} + \right.} \\ & \left. \frac{d'' + 2 C''_s}{D''_p} \cdot \frac{\varphi''}{\varphi''_I} \cdot \frac{l''_{1p}}{b'} \right)}{=} \\ & = \min \left\{ 1,0; \right. \\ & \left. I + \frac{6,9 \cdot (3 - 2,45) \cdot 0,958 + 0 + 0 + 57,4 \cdot (8 - 2,8) \cdot 1 + 60 \cdot 8 \cdot 1 + 0}{175,3 \cdot (8 - 2,8)} \right\} = \\ & I \cdot \left( 0,8 + \frac{63 + 415,2}{2 \cdot 175,3} \right) + 2 \cdot \left( \frac{51 + 2 \cdot 2,45}{1564} \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{6,9}{175,3} + \frac{400 + 2 \cdot 2,8}{1876} \cdot \frac{0,9}{0,9} \cdot \frac{57,4}{175,3} \right) \\ & = \min \{ 1,0; 0,767 \} = 0,767. \end{aligned} \right.$$

Допустимий тиск для перемички між люком А і штуцером Б (І) визначаємо за формулою (3.196)

$$\begin{aligned} [P]'_{\sigma} &= \frac{2 K_I \cdot (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{0,5 (D'_p + D''_p) + (S - C) \cdot V'_I} \cdot V'_I = \\ &= \frac{2 \cdot 2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 0,9 \cdot 144}{0,5 \cdot (1564 + 1864) + (8 - 2,8) \cdot 0,767} \cdot 0,767 = 1,2 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P]'_{\sigma} = 1,2 \text{ МПа}$$

виконується. Перемичка між люком А і штуцером Б (І) не вимагає до-

даткового зміцнення.

Коефіцієнт зниження міцності для перемички між двома суміжними штуцерами  $B$  і  $B$  обчислюємо за формулою (3.197)

$$V_I'' = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l_{1p}'' \cdot (S_1'' - C_s'') \cdot \chi_1'' + l_{2p}'' \cdot S_2'' \cdot \chi_2'' + l_{3p}'' \cdot (S_1'' - C_s'' - C_{s1}'') \cdot \chi_1''}{b'' \cdot (S - C)} + \frac{K_3 \cdot \left(0,8 + \frac{d_p'' + d_p''}{2 b''}\right) + K_1 \cdot \left(\frac{d'' + 2 C_s'' \cdot \frac{\varphi''}{\varphi_1''} \cdot \frac{l_{1p}''}{b''} + \frac{l_{1p}'' \cdot (S_1'' - C_s'') \cdot \chi_1'' + l_{2p}'' \cdot S_2'' \cdot \chi_2'' + l_{3p}'' \cdot (S_1'' - C_s'' - C_{s1}'') \cdot \chi_1''}{b'' \cdot (S - C)} + \frac{d'' + 2 C_s'' \cdot \frac{\varphi''}{\varphi_1''} \cdot \frac{l_{1p}''}{b''}\right)}{b'' \cdot (S - C)} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{6,9 \cdot (3 - 2,45) \cdot 0,958 + 0 + 0 + 6,9 \cdot (3 - 2,45) \cdot 0,958 + 0 + 0}{129,3 \cdot (8 - 2,8)}}{1 \cdot \left(0,8 + \frac{63 + 63}{2 \cdot 129,3}\right) + 2 \cdot \left(\frac{51 + 2 \cdot 2,45 \cdot 0,9}{1564} \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{6,9}{129,3} + \frac{51 + 2 \cdot 2,45 \cdot 0,9}{1564} \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{6,9}{129,3}\right)} \right\} =$$

$$= \min \{ 1; 0,781 \} = 0,781.$$

Допустимий тиск для перемички між штуцерами  $B$  та  $I$  визначаємо за формулою (3.196)

$$[P]'' = \frac{2 K_1 \cdot (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{0,5 (D_p'' + D_p'') + (S - C) \cdot V_I''} \cdot V_I'' =$$

$$= \frac{2 \cdot 2 \cdot (8 - 2,8) \cdot 0,9 \cdot 144}{0,5 \cdot (1564 + 1564) + (8 - 2,8) \cdot 0,781} \cdot 0,781 = 1,34 \text{ МПа}.$$

Умова міцності

$$P = 1,0 < [P]'' = 1,34 \text{ МПа}$$

виконується. Перемичка між штуцерами не вимагає додаткового зміцнення.

### Приклад 3.32

Виконати зміцнення отворів на циліндричній обичайці апарата, що працює під вакуумом (рисунок 3.50). Розрахунковий зовнішній тиск в апараті  $P = 0,09$  МПа, розрахункова температура стінки апарата  $t = 100$  °С, внутрішній діаметр обичайки  $D = 1200$  мм, довжина обичайки апарата  $l = 27630$  мм, виконавча товщина стінки обичайки  $S = 14$  мм, розрахункова товщина стінки обичайки  $S_p = 9,6$  мм. На обичайці розташовані люк А і штуцер Б. Матеріал обичайок апарата і люка – сталь марки Ст3сп5, штуцера – сталь 20. Внутрішній діаметр обичайки люка  $d' = 600$  мм, штуцер Б виготовляється з труби  $32 \times 3$  мм. Додаткову для компенсації корозії та ерозії прийняти рівною  $C_1 = 1$  мм, коефіцієнт міцності зварних швів апарата –  $\varphi = 0,9$ .

Розрахункові діаметри зміцнюваного елемента (обичайки) по центру зміцнюваних отворів визначаємо за формулою (3.162)

$$D_p = D'_p = D''_p = D = 1200 \text{ мм.}$$

Додаток для компенсації мінусового допуску сталевого листа товщиною 14 мм за таблицею 3.4 складає

$$C_2 = 0,8 \text{ мм.}$$

Суму додатків до розрахункової товщини стінки обичайки визначаємо за формулою (3.11)

$$C = C_1 + C_2 = 1 + 0,8 = 1,8 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр поодинокого отвору, що не вимагає додаткового зміцнення при “надлишковій” товщині стінки посудини, визначаємо за формулою (3.165)

$$\begin{aligned} d_0 &= 2 \left( \frac{S - C}{S_p} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (S - C)} = \\ &= 2 \cdot \left( \frac{14 - 1,8}{9,6} - 0,8 \right) \cdot \sqrt{1200 \cdot (14 - 1,8)} = 114 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Перевіряємо необхідність зміцнення отвору під люка А.

Товщина стінки обичайки люка на умовний тиск  $P_y = 0,3$  МПа за галузевим стандартом [30] складає  $S'_1 = 8$  мм.

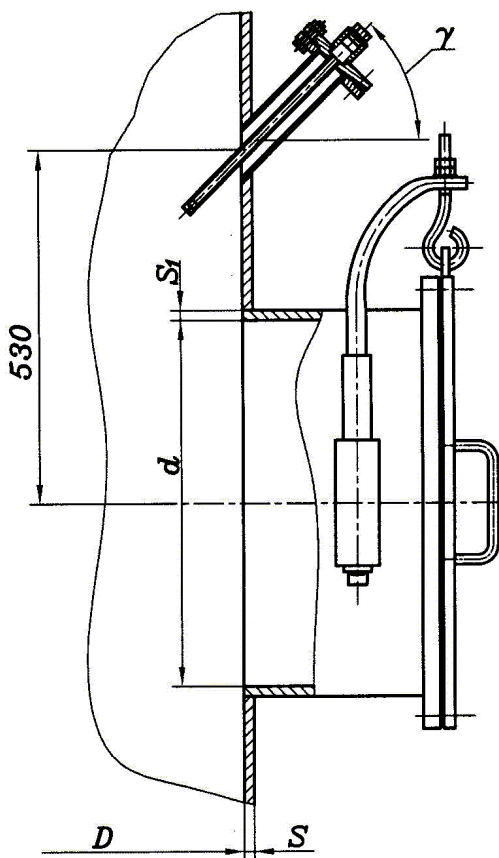


Рисунок 3.50 – Розташування люка на циліндричній обичайці вертикального апарата

Добавка для компенсації мінусового допуску обичайки люка товщиною  $S'_1 = 8$  мм за таблицею 3.4 складає  $C'_{s2} = 0,8$  мм.

Суму добавок до розрахункової товщини стінки обичайки  $C'_s$  визначаємо за формулою (3.11)

$$C'_s = C'_{s1} + C'_{s2} = 1 + 0,8 = 1,8 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр отвору в стінці обичайки під люк, вісь яко-



го збігається з нормаллю до поверхні, визначаємо за формулою (3.167)

$$d'_p = d' + 2 C'_s = 600 + 2 \cdot 1,8 = 603,6 \text{ мм.}$$

Умова (3.166)

$$d'_p = 603,6 < d_0 = 114 \text{ мм}$$

не виконується, отже, люк *A* вимагає додаткового зміцнення.

Розрахунок зміцнення отвору в обичайці під люк *A* виконуємо в наступному порядку. Перевіряємо умову зміцнення (3.183) для люка за рахунок "надлишкових" товщин стінок обичайок корпусу та люка. Визначаємо розрахункові величини, що входять в умову зміцнення.

Коефіцієнт міцності зварного шва обичайки люка приймаємо рівним коефіцієнту міцності зварних швів обичайки корпусу

$$\varphi'_1 = \varphi = 0,9.$$

Розрахункову товщину стінки люка, навантаженого зовнішнім надлишковим тиском, визначаємо за формулою (3.173)

$$S'_{1p} = \frac{P \cdot (d' + 2 C'_s)}{2 [\sigma]_l \cdot \varphi'_1 - P} = \frac{0,09 \cdot (600 + 2 \cdot 1,8)}{2 \cdot 149 \cdot 1 - 0,09} = 0,2 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину зовнішньої частини люка визначаємо за формулою (3.175), у якій виконавчу довжину обичайки люка приймаємо рівною  $l'_1 = 220 \text{ мм}$

$$l'_{1p} = \min \left\{ l'_1; 1,25 \sqrt{(d' + 2 C'_s) \cdot (S'_1 - C'_s)} \right\} = \\ = \min \left\{ 220; 1,25 \sqrt{(600 + 2 \cdot 1,8) \cdot (8 - 1,8)} \right\} = \min \{ 220; 76,5 \} = 76,5 \text{ мм.}$$

Допустимі відношення напружин матеріалів люка та обичайки апарата визначаємо за формулою (3.190)

$$\chi'_1 = \min \left\{ 1, 0; \frac{[\sigma]_l}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1, 0; \frac{149}{149} \right\} = 1.$$

"Надлишковий" метал зовнішньої частини люка визначаємо за формулою (3.184)

$$A'_1 = l'_{1p} \cdot (S'_1 - S'_{1p} - C'_s) \cdot \chi'_1 = 76,5 \cdot (8 - 0,2 - 1,8) \cdot 1 = 459 \text{ мм}^2.$$

Довжину внутрішньої частини люка  $l'_3$  приймаємо рівною нулю. У цьому випадку "надлишковий" метал внутрішньої частини люка дорівнює  $A'_3 = 0$ .

Ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.177)

$$L_o = \sqrt{D_p \cdot (S - C)} = \sqrt{1200 \cdot (14 - 1,8)} = 121 \text{ мм.}$$

Розрахункову ширину зони зміцнення визначаємо за формулою (3.179)

$$l_p = L_o = 121 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр визначаємо за формулою (3.189)

$$d'_{op} = 0,4 \sqrt{D_p \cdot (S - C)} = 0,4 \sqrt{1200 \cdot (14 - 1,8)} = 48,4 \text{ мм.}$$

“Надлишковий” метал зміцнюваного елемента (обичайки), що приймає участь у зміцненні, визначаємо за формулою (3.187)

$$A'_4 = l_p \cdot (S - S_p - C) = 121 \cdot (14 - 9,6 - 1,8) \cdot 1 = 314,6 \text{ мм}^2.$$

Компенсовану площу отвору під люк визначаємо за формулою (3.188)

$$A' = 0,5 (d'_p - d'_{op}) \cdot S_p = 0,5 \cdot (603,6 - 48,4) \cdot 9,6 = 2665 \text{ мм}^2.$$

Умова зміцнення люка без використання накладного кільця

$$A'_1 + A'_4 = 459 + 314,6 = 773,6 < A' = 2665 \text{ мм}^2$$

не виконується.

Застосовуємо схему зміцнення отвору з накладним кільцем.

При використанні для зміцнення отвору під люк накладного кільця площу перерізу кільця  $A'_2$  визначаємо як різницю між площею  $A'$ , яку необхідно скомпенсувати, і сумою площ “надлишкового” металу зовнішньої частини обичайки люка та зміцнюваного елемента (обичайки)

$$A'_2 = A' - (A'_1 + A'_4) = 2665 - (459 + 314,6) = 1891,4 \text{ мм}^2.$$

Приймаємо товщину накладного кільця рівною  $S'_2 = S = 14 \text{ мм}$ .

При цьому мінімальна ширина накладного кільця складає

$$l'_{2 \min} = \frac{A'_2}{S'_2} = \frac{1891,4}{14} = 135,1 \text{ мм.}$$

Конструктивно приймаємо  $l'_2 = 140 \text{ мм}$ .

Розрахункову ширину накладного кільця визначаємо за формулою (3.180)

$$l'_{2p} = \min \left\{ l'_2; \sqrt{D_p \cdot (S'_2 + S - C)} \right\} = \\ = \min \left\{ 140; \sqrt{1200 \cdot (14 + 14 - 1,8)} \right\} = \min \{ 140; 177,3 \} = 140 \text{ мм.}$$

Відношення допустимих напружін матеріалів накладного кільця та обичайки визначаємо за формулою (3.191)

$$\chi'_2 = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1,0; \frac{149}{149} \right\} = 1.$$

Площу поперечного перерізу накладного кільця, що бере участь у зміцненні отвору, визначаємо за формулою (3.185)

$$A'_2 = l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 = 140 \cdot 14 \cdot 1 = 1960 \text{ мм}^2.$$

Умова зміцнення з урахуванням накладного кільця

$$A'_1 + A'_2 + A'_4 = 459 + 1960 + 314,6 = 2733,6 > A' = 2665 \text{ мм}^2$$

виконується.

Коефіцієнт зниження міцності для обичайки в місці розташування люка визначаємо за формулою (3.194)

$$V' = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l'_{1p}(S'_1 - C'_s)\chi'_1 + l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 + l'_{3p}(S'_1 - C'_s - C'_{s1})\chi'_1}{l_p \cdot (S - C)}}{1 + 0,5 \frac{d'_p - d'_{op}}{l_p} + K_I \cdot \frac{d' + 2 C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi}{\varphi'_1} \cdot \frac{l'_{1p}}{l_p}} \right\} = \\ = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{76,5 \cdot (8 - 1,8) \cdot 1 + 140 \cdot 14 \cdot 1 + 0}{121 \cdot (14 - 1,8)}}{1 + 0,5 \frac{603,6 - 48,4}{121} + 1 \cdot \frac{600 + 2 \cdot 1,8}{1200} \cdot \frac{0,9}{0,9} \cdot \frac{76,5}{121}} \right\} = 0,733.$$

Допустимий зовнішній тиск у границях пластичності  $[P']_{II}$  визначаємо за формулою (3.193) при значенні коефіцієнта  $K_I = 1$  для циліндричної обичайки

$$[P']_{II} = \frac{2 K_I (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_p + (S - C) \cdot V'} \cdot V' =$$

$$= \frac{2 \cdot 1 \cdot (14 - 1,8) \cdot 1 \cdot 149}{1200 + (14 - 1,8) \cdot 0,733} \cdot 0,733 = 2,205 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск у границях пружності  $[P']_E$  для обичайки без отворів визначаємо за формулою (3.22)

$$\begin{aligned} [P']_E &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} D \cdot E}{n_y \cdot B_1 \cdot l} \cdot \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1200 \cdot 1,91 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 0,407 \cdot 27630} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (14 - 1,8)}{1200} \right]^{2,5} = 0,184 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned} B_1 &= \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\} = \\ &= \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{1200}{27630} \cdot \sqrt{\frac{1200}{100 \cdot (14 - 1,8)}} \right\} = \min \{ 1,0; 0,407 \} = 0,407. \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою (3.195)

$$[P'] = \frac{[P']_{II}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P']_{II}}{[P']_E} \right)^2}} = \frac{2,205}{\sqrt{1 + \left( \frac{2,205}{0,184} \right)^2}} = 0,183 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,09 < [P'] = 0,183 \text{ МПа}$$

виконується.

Перевіряємо необхідність зміцнення отвору під штуцер Б.

Добавка для компенсації корозії та ерозії для розрахункової товщини стінки штуцера складає

$$C''_{s1} = C_1 = 1 \text{ мм.}$$

Добавку для компенсації мінусового допуску для штуцера Б приймаємо рівною 15 % від товщини стінки труби

$$C''_{s2} = 0,15 S''_1 = 0,15 \cdot 3 = 0,45 \text{ мм.}$$

Суму добавок до розрахункової товщини стінки штуцера визначаємо за формулою

$$C_s'' = C_{s1}'' + C_{s2}'' = 1 + 0,45 = 1,45 \text{ мм.}$$

Визначаємо внутрішній діаметр штуцера

$$d'' = d_n'' - 2 S'' = 32 - 2 \cdot 3 = 26 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр штуцера, вісь якого розташована під кутом  $\gamma$  до нормалі до поверхні обичайки, визначаємо за формулою (3.170)

$$d_p'' = (d'' + 2 C_s'') / \cos^2 \gamma = (26 + 2 \cdot 1,45) / \cos^2 45^\circ = 57,8 \text{ мм.}$$

Умова (3.166)

$$d_p'' = 57,8 < d_0 = 114 \text{ мм}$$

виконується, отже, штуцер Б не вимагає додаткового зміцнення.

Для визначення допустимого тиску у місці розташування штуцера визначаємо наступні величини:

- розрахункову товщину стінки штуцера Б, навантаженого зовнішнім тиском;
- розрахункову довжину зовнішньої частини штуцера;
- відношення допустимих напружін матеріалів штуцера та обичайки;
- розрахункову довжину внутрішньої частини штуцера (приймаємо рівною  $l_{3p}'' = 0$ ).

Допустима напружина матеріалу штуцера (сталь 20) при розрахунковій температурі складає

$$[\sigma]_I = 142 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт міцності зварного шва для безшовного штуцера

$$\varphi_I'' = 1.$$

Розрахункову товщину стінки штуцера Б, навантаженого зовнішнім тиском, визначаємо за формулою (3.173)

$$S_{1p}'' = \frac{P \cdot (d'' + 2 C_s'')}{2 [\sigma]_I \cdot \varphi_I'' - P} = \frac{0,09 \cdot (26 + 2 \cdot 1,45)}{2 \cdot 142 \cdot 1 - 0,09} = 0,01 \text{ мм.}$$

Розрахункову довжину зовнішньої частини штуцера визначаємо за формулою (3.175), прийнявши його виконавчу довжину рівною  $l_I'' = 100 \text{ мм}$ ,

$$l_{1p}'' = \min \left\{ l_I''; 1,25 \sqrt{(d'' + 2 C_s'') \cdot (S_I'' - C_s'')} \right\} =$$

$$= \min \{100; 1,25\sqrt{(26+2 \cdot 1,45) \cdot (3-1,45)}\} = \min \{100; 8,4\} = 8,4 \text{ мм.}$$

Відношення допустимих напружсин матеріалів штуцера та обичайки визначаємо за формулою (3.190)

$$\chi_1'' = \min \left\{ 1,0; \frac{[\sigma]_I}{[\sigma]} \right\} = \min \left\{ 1,0; \frac{142}{149} \right\} = 0,953.$$

Коефіцієнт зниження міцності обичайки в місці розташування штуцера Б визначаємо за формулою (3.194)

$$V'' = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l_{1p}''(S_1'' - C_s'')\chi_1'' + l_{2p}'' \cdot S_2'' \cdot \chi_2'' + l_{3p}''(S_1'' - C_s'' - C_{s1}'')\chi_1''}{l_p \cdot (S - C)}}{1 + 0,5 \frac{d_p'' - d_{op}''}{l_p} + K_I \cdot \frac{d'' + 2 C_s''}{D_p''} \cdot \frac{\varphi}{\varphi_I} \cdot \frac{l_{1p}''}{l_p}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{8,4 \cdot (3 - 1,45) \cdot 1 + 0 + 0}{121 \cdot (14 - 1,8)}}{1 + 0,5 \frac{57,8 - 48,4}{121} + 1 \cdot \frac{26 + 2 \cdot 1,45}{1200} \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{8,4}{121}} \right\} = 0,97.$$

Допустимий зовнішній тиск у межах пластичності  $[P'']_{II}$  визначаємо за формулою (3.193) при значенні коефіцієнта  $K_I = 1$  для циліндричної обичайки

$$[P'']_{II} = \frac{2 K_I (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_p + (S - C) \cdot V''} \cdot V'' =$$

$$= \frac{2 \cdot 1 \cdot (14 - 1,8) \cdot 0,9 \cdot 149}{1200 + (14 - 1,8) \cdot 0,97} \cdot 0,97 = 2,618 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск у границях пружності  $[P'']_E$  для обичайки без отворів визначаємо за формулою (3.22)

$$[P'']_E = [P']_E = 0,184 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск для штуцера Б розраховуємо за формулою (3.195)

$$[P^n] = \frac{[P^n]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P^n]_{II}}{[P^n]_E}\right)^2}} = \frac{2,618}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,618}{0,184}\right)^2}} = 0,184 \text{ МПа.}$$

Умова міцності

$$P = 0,09 < [P^n] = 0,184 \text{ МПа}$$

виконується

Проводимо перевірку взаємного впливу отворів під люк А і штуцер Б, розташованих на обичайці. Відстань між осями отворів складає  $L = 530$  мм. Перевіряємо умову (3.161) для даних отворів, для чого обчислюємо праву частину нерівності (3.161)

$$\sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = \sqrt{1200 \cdot (14 - 1,8)} + \sqrt{1200 \cdot (14 - 1,8)} = 242 \text{ мм.}$$

Визначаємо мінімальну відстань  $b$  між зовнішніми поверхнями штуцерів. Відповідно до рисунка 3.50 відстань  $b$  дорівнює

$$b = L - \frac{d' + 2S'_I}{2} - \frac{d''_n}{2 \cos \gamma} = 530 - \frac{600 + 2 \cdot 8}{2} - \frac{32}{2 \cdot \cos 45^\circ} = 199,4 \text{ мм.}$$

Умова (3.161)

$$b = 199,4 < \sqrt{D'_p \cdot (S - C)} + \sqrt{D''_p \cdot (S - C)} = 242 \text{ мм}$$

не виконується, отже, отвори не є взаємновпливаючими.

Обчислюємо коефіцієнт зниження міцності для перемички за формулою (3.197)

$$\begin{aligned}
 V_I &= \\
 &= \min \left\{ I; \frac{I + \frac{l'_{1p} \cdot (S'_I - C'_s) \chi'_I + l'_{2p} \cdot S'_2 \cdot \chi'_2 + l'_{3p} \cdot (S'_I - C'_s - C'_{sI}) \chi'_I}{b \cdot (S - C)} + \frac{K_3 \cdot \left( 0,8 + \frac{d'_p + d''_p}{2b} \right) + K_I \cdot \left( \frac{d' + 2 C'_s}{D'_p} \cdot \frac{\varphi}{\varphi'_I} \cdot \frac{l'_{1p}}{b} + \frac{l''_{1p} \cdot (S''_I - C''_s) \chi''_I + l''_{2p} \cdot S''_2 \cdot \chi''_2 + l''_{3p} \cdot (S''_I - C''_s - C''_{sI}) \chi''_I}{b \cdot (S - C)} + \frac{d'' + 2 C''_s}{D''_p} \cdot \frac{\varphi}{\varphi''_I} \cdot \frac{l''_{1p}}{b} \right)}{I \left( 0,8 + \frac{603,6 + 57,8}{2 \cdot 199,4} \right) + 2 \left( \frac{600 + 2 \cdot 1,8}{1200} \cdot \frac{0,9}{0,9} \cdot \frac{76,5}{199,4} + \frac{26 + 2 \cdot 1,45}{1200} \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{8,4}{199,4} \right)} \right\} = \\
 &= \min \left\{ I; \frac{1 + \frac{76,5 \cdot (8 - 1,8) \cdot 1 + 140 \cdot 14 \cdot 1 + 0 + 8,4 \cdot (3 - 1,45) \cdot 0,953 + 0 + 0}{199,4 \cdot (14 - 1,8)}}{I \left( 0,8 + \frac{603,6 + 57,8}{2 \cdot 199,4} \right) + 2 \left( \frac{600 + 2 \cdot 1,8}{1200} \cdot \frac{0,9}{0,9} \cdot \frac{76,5}{199,4} + \frac{26 + 2 \cdot 1,45}{1200} \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{8,4}{199,4} \right)} \right\} = \\
 &= \min \{1, 0; 0,705\} = 0,705
 \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск для перемички між люком А і штуцером В визначаємо за формулою (3.196)

$$\begin{aligned}
 [P]_{\sigma} &= \frac{2 K_I \cdot (S - C) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{0,5 (D'_p + D''_p) + (S - C) \cdot V_I} \cdot V_I = \\
 &= \frac{2 \cdot 1 \cdot (14 - 1,8) \cdot 0,9 \cdot 149}{0,5 \cdot (1200 + 1200) + (14 - 1,8) \cdot 0,705} \cdot 0,705 = 1,9 \text{ МПа.}
 \end{aligned}$$

При наявності взаємного впливу отворів допустимий тиск у границях пластичності приймаємо рівним меншому із значень допустимого зовнішнього тиску у границях пластичності: для люка А –  $[P']_{II} = 2,205 \text{ МПа}$ , для штуцера В –  $[P'']_{II} = 2,61 \text{ МПа}$  і зовнішній допустимий тиск для перемички –  $[P]_{\sigma} = 1,9 \text{ МПа}$ .

Приймаємо  $[P]_{II} = [P]_{\sigma} = 1,9 \text{ МПа}$ .



Допустимий зовнішній тиск у границях пружності  $[P]_E$  для об'єкта без отворів визначаємо за формулою (3.22)

$$[P]_E = [P']_E = [P'']_E = 0,184 \text{ МПа}.$$

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою (3.195)

$$[P] = \frac{[P]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{II}}{[P]_E}\right)^2}} = \frac{1,9}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,9}{0,184}\right)^2}} = 0,183 \text{ МПа}.$$

Умова міцності

$$P = 0,09 < [P] = 0,183 \text{ МПа}$$

виконується.

## **СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ**

- 1 Берлинер Ю.И., Балашов Ю.А. Технология химического и нефтяного аппаратостроения. – М.: Машиностроение, 1976. – 256 с.
- 2 Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. – М.: Машиностроение, 1978. – 326 с.
- 3 Изготовление и ремонт объектов котлонадзора. Антикайн П.А., Зыков А.К., Зверьков Б.В. Справ. изд. – М.: Metallurgiya, 1988. – 624 с.
- 4 Лашинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1981. – 382 с.
- 5 Поплавский Ю.В. Технология химического аппаратостроения. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. – 287 с.
- 6 Смирнов Г.Г., Толчинский А. Р., Кондратьева Т. Ф. Конструирование безопасных аппаратов для химических и нефтехимических производств. – Л.: Машиностроение, 1988. – 303 с.
- 7 ДНАОП 0.00-1.07-94. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. (зі змінами та доповненнями) – Київ. Видавництво “Основа”, 1998. – 374 с.
- 8 ГОСТ 6032-89. Стали и сплавы коррозионностойкие. Методы испытания на стойкость против межкристаллитной коррозии. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 64 с.
- 9 ГОСТ 6533-78. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры. – М.: Издательство стандартов, 1985. – 37 с.
- 10 ГОСТ 9617-76. Сосуды и аппараты. Ряды диаметров. – М.: Издательство стандартов, 1976. 3 с.
- 11 ГОСТ 12619-78. Днища конические отбортованные с углами при вершине 60 и 90°. Основные размеры. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 22 с.
- 12 ГОСТ 12620-78. Днища конические неотбортованные с углами при вершине 60, 90 и 120°. Основные размеры. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 11 с.
- 13 ГОСТ 12621-78. Днища конические неотбортованные с углом при вершине 140°. Основные размеры. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 3 с.
- 14 ГОСТ 12622-78. Днища плоские отбортованные. Основные размеры. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 4 с.
- 15 ГОСТ 12623-78. Днища плоские неотбортованные. Основные размеры. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 4 с.
- 16 ГОСТ 12816-80. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на  $P_y$  от 0,1 до 20,0 МПа. Общие технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 10 с.
- 17 ГОСТ 13372-78. Сосуды и аппараты. Ряд номинальных объемов. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 2 с.
- 18 ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 79 с.
- 19 ГОСТ 24755-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность

- укрепления отверстий. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 31 с.
- 20 ГОСТ 25859-83. Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета при малоцикловых нагрузках. – М.: Издательство стандартов, 1985. – 30 с.
- 21 ГОСТ 25867-83. Сосуды и аппараты. Сосуды с рубашками. Нормы и методы расчета на прочность. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 36 с.
- 22 ГОСТ 26202-84. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 35 с.
- 23 ГОСТ 28759.2-90. Фланцы сосудов и аппаратов стальные плоские приварные. Конструкция и размеры. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 26 с.
- 24 ГОСТ 28759.5-90. Фланцы сосудов и аппаратов. Технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 7 с.
- 25 ГОСТ 28759.6-90. Прокладки из неметаллических материалов. Конструкция и размеры. Технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 10 с.
- 26 ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 75 с.
- 27 ГОСТ 12.1.007-76. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 4 с.
- 28 ГСТУ 3-17-191-2000. Посудини та апарати сталні зварні. Загальні технічні умови. Державний комітет промислової політики України, 2000. – 301 с.
- 29 ОСТ 26-2002-83. Люки с плоскими крышками стальных сварных сосудов и аппаратов. Конструкция. 1991. 13 с.
- 30 ОСТ 26-2003-83. Люки со сферическими крышками стальных сварных сосудов и аппаратов. Конструкция. 1991. – 7 с.
- 31 ОСТ 26-2008-83. Крышки плоские люков стальных сварных сосудов и аппаратов. Конструкция. 1991. – 15 с.
- 32 ОСТ 36-18-77. Приспособление для выверки аппаратов колонного и башенного типов. Конструкция, размеры и технические требования. 1978. – 7 с.
- 33 РД 26-15-88. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений. 1988. – 63 с.

## Додаток А

### Перелік матеріалів, які використовуються для виготовлення посудин, що працюють під тиском

Таблиця А.1 – Сталь листова

Марка сталі, позначення стандарту або технічних умов	Робочі умови		Застосування
	температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
Ст3сп2, Ст3пс2, Ст3кп2 ДСТУ 2651-94 (ГОСТ 380-94)	від 10 до 200	1,6	Для корпусів, днищ, і фланців при товщині листа не більше 16 мм
Ст3сп3, Ст3пс3, Ст3Гпс3 ДСТУ 2651-94	понад 0 до 200	5	Для корпусів, днищ, плоских фланців та інших деталей
Ст3сп4, Ст3пс4, Ст3Гпс4 ДСТУ 2651-94	від мінус 20 до 200		
Ст3сп5, Ст3пс5, Ст3Гпс5 ДСТУ 2651-94	від мінус 20 до 425		Для фланців та інших деталей
20 ГОСТ 1050-88			
20К-3, ГОСТ 5520-79	понад 0 до 200	не обмежено	Для корпусів, днищ, фланців та інших деталей
20К-5, ГОСТ 5520-79	від мінус 20 до 200		
20К-11, ГОСТ 5520-79	від мінус 20 до 475		
20К-18, ГОСТ 5520-79	від 200 до 475		
09Г2С-3, 10Г2С1-3, 16ГС-3, 17ГС-3, 17Г1С-3 ГОСТ 5520-79	від мінус 30 до 200		Для корпусів, днищ, фланців, трубних решіток та інших деталей
09Г2С-6, 10Г2С1-6, 16ГС-6, 17ГС-6, 17Г1С-6 ГОСТ 5520-79	від мінус 40 до 200		
09Г2С, 10Г2С1 категорій 7, 8, 9, 12 ГОСТ 5520-79	від мінус 70 до 200		
16ГС-12, 17Г1С-12, 16ГС-17 09Г2С-17, 10Г2С1-17 ГОСТ 5520-79	від мінус 40 до 475		

Закінчення таблиці А.1

Марка сталі, позначення стандарту або технічних умов	Робочі умови		Застосування
	температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
12МХ ГОСТ 20072-74	від мінус 40 до 540	не обмежено	Для корпусів, днищ, фланців, трубних решіток та інших деталей
12ХМ-3 ГОСТ 5520-79	від мінус 40 до 560		
12ХМ, 15ХМ ТУ 302.02.031	від мінус 40 до 550		
03Х17Н14М3 ГОСТ 5632-72	від мінус 196 до 450	5	Для корпусів, днищ, фланців, та інших деталей
08Х18Н10Т ГОСТ 5632-72	від мінус 253 до 610	не обмежено	
	від 610 до 700	5	
08Х18Н10Т, 08Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-72	від мінус 253 до 600	не обмежено	Для прокладок овального та восьмикутного перерізу
12Х18Н9Т 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-7	від мінус 253 до 610		5
	від 610 до 700		
10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-72	від мінус 253 до 700	не обмежено	Для корпусів, днищ, фланців та інших деталей
10Х17Н13М3Т ГОСТ 5632-72	від мінус 196 до 600		
12Х18Н9Т 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-72	від мінус 253 до 350		
03ХН28МДТ, 06ХН28МДТ ГОСТ 5632-72	від мінус 196 до 400	5	
08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632-72	від мінус 40 до 300	не обмежено	Для кришок плаваючих головок, трубних решіток
15Х5М ГОСТ 20072-74	від мінус 40 до 650		

			та інших деталей
--	--	--	------------------

Таблиця А.2 – Сталь листова двошарова

Марка сталі, позначення стандарту або технічних умов	Робочі умови		Застосування
	температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
Ст3сп3+08Х13 ГОСТ 10885-85	від 0 до 200	5	Для корпусів, днищ, фланців та інших деталей
Ст3сп4+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 200		
Ст3сп5+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 425		
Ст3сп3 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від 0 до 200		
Ст3сп4 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 200		
Ст3сп5 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 425		
20К-3+08Х13 ГОСТ 10885-85	від 0 до 200	не обмежено	
20К-5+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 200		
20К-10+08Х13 ГОСТ 10885-85	від 0 до 475		

Продовження таблиці А.2

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Робочі умови		Застосування
	температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
20К-11+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 475	не обмежено	Для корпусів, днищ та інших деталей
20К-3 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від 0 до 200		
20К-5 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 200		
20К-10 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від 0 до 425		
20К-11 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 20 до 425		



Продовження таблиці А.2

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Робочі умови		Застосування
	температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
16ГС-3+08Х13 09Г2С-3+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 30 до 200		Для корпусів, днищ, фланців та інших деталей
16ГС-6+08Х13 09Г2С-6+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 40 до 200		
16ГС-17+08Х13 09Г2С-17+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 40 до 475		
16ГС-3, 09Г2С-3 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 30 до 200	не обмежено	Для корпусів, днищ, патрубків та інших деталей
16ГС-6, 09Г2С-6 з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 40 до 200		
16ГС-17, 09Г2С-17 з плакувальним шаром зі сталей марок 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 40 до 425		

Закінчення таблиці А.2

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Робочі умови		Застосування
	температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
09Г2С категорій 7, 8, 9 залежно від робочої температури з плакувальним шаром зі сталей марок: 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т 10Х17Н13М3Т 10Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 06ХН28МДТ ГОСТ 10885-85	від мінус 70 до 200	не обмежено	Для корпусів, днищ, фланців та інших деталей
12МХ+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 40 до 540		Для корпусів, днищ, патрубків та інших деталей
12ХМ+08Х13 ГОСТ 10885-85	від мінус 40 до 560		Для корпусів, днищ та інших деталей
12МХ+08Х18Н10Т ТУ14-1-2726-79 ГОСТ 10885-85			
<p>Примітки:</p> <p>1 Листи з двошарової сталі товщиною понад 25 мм, що призначені для посудин, працюючих під тиском понад 4 МПа, повині відповідати вимогам 1 класу суцільності зчеплення шарів за ГОСТ 10885-85.</p> <p>2 Допускається використовувати двошарові сталі з корозійностійким шаром зі сталей марок 08Х18Н10Т, 10Х17Н13М3Т, 10Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т при температурі стінки, яка не перевищує максимально допустиму для сталі основного шару, при товщині плакувального шару не більше 15 % от загальної товщини, але не більше 8 мм.</p> <p>3 При товщині двошарових листів менше 10 мм допускається застосування основного шару сталей за ГОСТ 14637-89 і ГОСТ 5520-79 категорії 2 замість категорій 3, 4, 5, 6; при товщині двошарових листів менше 12 мм допускається застосування сталей основного шару категорій 3 і 4 замість категорій 6 і 5 відповідно.</p>			

Таблиця А.3 – Сталь сортова (кругла, штабова, фасонна)

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Робочі умови		Застосування
	температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
Ст3пс3, Ст3сп3 ГОСТ 535-88	від 0 до 425	5	Для фланців, патрубків та інших деталей
Ст3пс4, Ст3сп4 ГОСТ 535-88	від мінус 20 до 200		
10, 15, 20 ГОСТ 1050-88	від мінус 20 до 475	не обмежено	
09Г2-7, 09Г2С-7 ГОСТ 19281-89	від мінус 70 до мінус 41		
09Г2-4, 09Г2С-4 ГОСТ 19281-89	від мінус 40 до 200		
09Г2-12, 09Г2С-12 ГОСТ 19281-89	від мінус 40 до 475	не обмежено	
10Г2 ГОСТ 4543-75	від мінус 70 до 475		
15Х5М ГОСТ 20072-74	від мінус 40 до 650		
08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632-72	від мінус 40 до 300	не обмежено	Для фланців, патрубків та інших деталей для середовищ, що не викликають міжкристалічну корозію
12Х18Н10Т ГОСТ 5632-72	від мінус 253 до 610		
		від 610 до 700	8
08Х17Н15М3Т ГОСТ 5632-72	від мінус 196 до 600	не обмежено	Для фланців, патрубків та інших деталей
10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т ГОСТ 5632-72	від 350 до 600		
	від мінус 253 до 350		
08Х18Н10Т, 08Х18Н12Б ГОСТ 5632-72	від мінус 253 до 610	5	
08Х18Н10Т ГОСТ 5632-72	від 610 до 700		

Таблиця А.4 – Труби сталеві

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Технічні вимоги	Робочі умови		Застосування	
		температура стілки, °С	тиск сере- довища, МПа, не більше		
Ст3сп4, Ст3пс4 ДСТУ 2651-94	Труби електро- зварні ГОСТ 10706-76	від мінус 20 до 200	5	Для корпусів, патрубокв та інших деталей	
Ст3сп5, Ст3пс5 ДСТУ 2651-94		від мінус 20 до 400			
10, 20 ГОСТ 1050-88	Труби електро- зварні ТУ 14-3-624-77	від мінус 30 до 400	4	Для трубних пучків теплообмінних апаратів	
	Труби безшовні ГОСТ 550-75 ГОСТ 8731-74 ГОСТ 8733-74	від мінус 30* до 475	5	Для корпусів, патрубокв та інших деталей	
		від 0 до 475	16	Для корпусів, патрубокв, трубних пучків	
	ТУ 14-3-190-82	від мінус 30 до 425	6,4	та інших дета- лей	
20 ГОСТ 1050-88	ТУ 14-3-460-75	від мінус 30 до 475	не обме- жено	Для змійовиків, трубних пучків, патрубокв та інших деталей	
15ХМ ТУ 14-3-460-75		від мінус 40 до 560			
15Х5 ГОСТ 20072-74	ГОСТ 550-75	від мінус 40 до 425			
15Х5М ГОСТ 20072-74		від мінус 40 до 600			
09Г2С ГОСТ19281-89	ТУ 14-3-1128-82	від мінус 60 до 475			Для корпусів, патрубокв та інших деталей
10Г2 ГОСТ19281-89	ГОСТ 550-75 ГОСТ 8731-74 ГОСТ 8733-74	від мінус 70** до 475			Для трубних пучків, змійовиків та інших деталей
08Х22Н6Г ГОСТ 5632-72	ГОСТ 9940-81 ГОСТ 9941-81	від мінус 40 до 300			
08Х21Н6М2Г ГОСТ 5632-72	ТУ 14-3-59-72				
08Х18Г8Н2Г ГОСТ 5632-72	ГОСТ 5632-72	від мінус 20 до 300			
03Х17Н14М3 ТУ 14-3-396-75	ТУ 14-3-396-75 ТУ 14-3-1348-85 ТУ 14-3-1357-85	від мінус 196 до 450			5

Продовження таблиці А.4

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Технічні вимоги	Робочі умови		Застосування
		температура стілки, °С	тиск сере- довища, МПа, не більше	
02X8H22C6 ТУ 14-3-1024-81	ТУ 14-3-1024-81	від мінус 40 до 120	5	Для трубних пучків
08X18H10T 10X18H10T ГОСТ 5632-72	Труби електро- зварні ТУ 14-3-1391-85	від мінус 273 до 610		Для трубних пучків, змійо- виків та інших деталей
08X18H10T 12X18H10T ГОСТ 5632-72	Труби безшовні ГОСТ 9940-81 ГОСТ 9941-81	від 610 до 700		
12X18H12T ТУ 14-3-460-75	ТУ 14-3-460-75			
12X18H10T ГОСТ 5632-72	ГОСТ 9940-81 ГОСТ 9941-81	від мінус 253 до 350	не обме- жено	Для змійовиків, трубних пучків, патрубоків та інших деталей
		від 350 до 610		Для змійовиків, трубних пучків, патрубоків та інших деталей для середовищ, які не викликають міжкристалічну корозію
12X18H12T ТУ 14-3-460-75	ТУ 14-3-460-75	від мінус 253 до 610		
08X21H6M2T ГОСТ 5632-72	ТУ 14-3-59-72	від мінус 40 до 300		Для трубних пучків, змійовиків та інших деталей
08X12H10T ГОСТ 5632-72	ГОСТ 9940-81 ГОСТ 9941-81	від мінус 253 до 610		
03X17H14M3 ТУ 14-3-396-75	ТУ 14-3-396-75	від мінус 196 до 450		5
02X8H22C6 ТУ 14-3-1024-81	ТУ 14-3-1024-81	від мінус 40 до 120	Для трубних пучків та інших деталей	
06XH28MDT ГОСТ 5632-72	ТУ 14-3-763-78 ТУ 14-3-822-79	від мінус 196 до 400	Для змійовиків, трубних пучків, патрубоків та інших деталей	
03XH28MDT ГОСТ 5632-72	ТУ 14-3-694-78 ТУ 14-3-1201-83			

Закінчення таблиці А.4

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Технічні вимоги	Робочі умови		Застосування
		температура стінки, °С	тиск сере- довища, МПа, не більше	
03Х21Н21М4ГВ ГОСТ 5632-72	ТУ 14-3-751-78 ТУ 14-3-696-78	від мінус 70 до 400	5	Для змійовиків, трубних пучків, патрубок та ін- ших деталей
03Х18Н11 ГОСТ 5632-72	ТУ 14-3-681-78	від мінус 196 до 450		
08Х17Н15М3Т ГОСТ 5632-72	ГОСТ 9940-81 ГОСТ 9941-81	від мінус 196 до 600	не обме- жено	
10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-72		від мінус 196 до 350		
<p>*Допускається застосовувати труби з товщиною стінки не більше 12 мм зі сталей марок 10 і 20 за ГОСТ 550-75, ГОСТ 8731-74, ГОСТ 8733-74 при температурі експлуатації до мінус 40 °С.</p> <p>**Для труб зі сталі марки 10Г2 з товщиною стінки понад 12 мм при температурі від мінус 70 до мінус 31 °С потрібно проведення випробувань на ударний згин.</p> <p>Примітки:</p> <p>1 Труби з товщиною стінки 12 мм і більше за ГОСТ 8731-74 повинні бути випробувані на ударний згин при температурі 20 °С, при цьому значення ударної в'язкості та обсяг випробувань повинні відповідати ГОСТ 550-75.</p> <p>2 Труби зі сталі марки 20, що виготовляються за ГОСТ 8733-74, ГОСТ 550-75 і ТУ 14-3-460-75 діаметром 20 і 25 мм товщиною стінки не більше 2,5 мм, допускається застосовувати при температурах не нижче мінус 60 °С до 475 °С.</p>				

Таблиця А.5 – Поковки

Марка сталі, позначення стандарту або технічних умов	Технічні умови	Робочі умови		Застосування
		температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
Ст5сп ДСТУ 2651-94	ГОСТ 8479-70 група IV-КП. 245	від мінус 20 до 400	5	Для стяжних кілець, трубних решіток та інших деталей, що не піддаються зварці
Ст3сп ДСТУ 2651-94		від мінус 20 до 450		
20 ГОСТ 1050-88	ГОСТ 8479-70 група IV-КП. 195 и група IV-КП. 215	від мінус 30 до 475	не обмежено	Для фланців і трубних решіток
20К ГОСТ 5520-79	ГОСТ 8479-70 група IV-КП. 195	від мінус 30 до 475	не обмежено	Для фланців
16ГС, 17Г1С ГОСТ 19281-89	ГОСТ 8479-70 група IV-КП. 245	від мінус 40 до 475		Для фланців, трубних решіток та інших деталей
09Г2С ГОСТ 19281-89		від мінус 70* до 475		
10Г2 ГОСТ 4543-71	ГОСТ 8479-70 група IV-КП. 215			
15ХМ ГОСТ 4543-71	ГОСТ 8479-70 група IV-КП. 275	від мінус 40 до 560		
15Х5М ГОСТ 20072-74	ГОСТ 8479-70 група IV-КП. 395	від мінус 40 до 600		
08Х22Н6Т 08Х21Н6М2Т ГОСТ 5632-72	ГОСТ 25054-81 група IV	від мінус 40 до 300		
03Х18Н11 ГОСТ 5632-72		від мінус 253 до 450		
03Х17Н14М3 ГОСТ 5632-72	ГОСТ 25054-81 група IV	від мінус 196 до 450		

Закінчення таблиці А.5

Марка сталі, позначення стандарту або технічних умов	Технічні умови	Робочі умови		Застосування
		температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
12Х18Н9Т 12Х18Н10Т 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-72	ГОСТ 25054-81 група IV	від мінус 253 до 610	не обмежено	Для фланців, трубних решіток та інших деталей для середовищ, що не викликають міжкристалічну корозію
10Х17Н13М2Т ГОСТ 5632-72	ГОСТ 25054-81 група IV	від 610 до 700	8	Для фланців, трубних решіток та інших деталей для середовищ, що не викликають міжкристалічну корозію
		від мінус 253 до 600	не обмежено	
10Х17Н13М3Т ГОСТ 5632-72		від мінус 196 до 600		5
08Х17Н15М3Т ГОСТ 5632-72		від мінус 196 до 400		
06ХН28МДТ ГОСТ 5632-72				
12ХМ, 15ХМ ТУ 302.02.031-89	ТУ 302.02.031-89	від мінус 40 до 560	не обмежено	Для корпусів, днищ, патрубків та інших деталей
<p>Примітки:</p> <p>1 Для сталей марок 10Г2 і 09Г2С при температурі від мінус 70 до мінус 30 °С, а також для сталей марок 16ГС і 17Г1С від мінус 40 до мінус 30 необхідно проводити випробування на ударну в'язкість при робочій температурі, при цьому величина ударної в'язкості повинна бути не менше 30 Дж/см<sup>2</sup>.</p> <p>2 Допускається застосування поковок II групи для пожегобезпечних середовищ при тиску менше 0,07 МПа.</p> <p>3 Допускається застосовувати сталеві гарячекатані кільця для виготовлення фланців зі сталі 20 за ТУ 14-1-1431-75, 20; 10Г2, 15Х5М і 12Х18Н10Т за ТУ 14-3-375-75.</p>				



Таблиця А.6 – Матеріали для сталевих відливок

Марка сталі, визначення стандарту або технічних умов	Технічні умови	Робочі умови		Примітка
		температура стінки, °С	тиск середовища, МПа, не більше	
20Л, 25Л, 35Л, 45Л ГОСТ 977-88	ГОСТ 979-88 група 3	від мінус 30 до 450	не обмежено	Для кришок, стяжних кілець та інших деталей. Для зварних елементів вміст вуглецю має бути не більше 0,25 %
12Х18Н9ТЛ, 10Х18Н9Л, 12Х18Н12М3ТЛ		від мінус 253 до 600		
40Х24Н12СЛ ГОСТ 977-88		від 0 до 1200	–	Для деталей, що піддаються вогневому нагріву
35Х23Н7СЛ ГОСТ 977-88		від 0 до 1000		
20ХН3Л ТУ 26-02-19-75	ТУ 26-02-19-75	від мінус 70 до 450	не обмежено	Для деталей, що працюють при мінусових температурах
10Х21Н6М2Л ТУ 26-02-19-75	ТУ 26-02-19-75	від мінус 40 до 300		Для кришок та інших деталей
<p>Примітки:</p> <p>1 Постачання відливок за ТУ 26-02-19-75 проводиться лише для нафтохімічного машинобудування.</p> <p>2 При вмісті вуглецю понад 0,25 % зварка має здійснюватися з попереднім підігрівом та наступною термічною обробкою.</p> <p>3 Допускається застосовувати відливки із вуглецевих сталей марок 20Л і 25Л до температури стінки мінус 40 °С при умові проведення термічної обробки в режимі “нормалізація + відпуск” або “гартування + відпуск”.</p>				

Таблиця А.7 – Рекомендовані неметалеві прокладкові матеріали для фланцевих з'єднань апаратів і трубопроводів

Матеріал	Допустиме робоче середовище	Гранично допустимі робочі умови	
		тиск, МПа	температура, °С
Гума листовая технічна за ГОСТ 7338-77	Вода	до 0,6	до 100
	Аміак рідкий; луги 50 %-ної концентрації (ідкий натрій і калій)		від мінус 30 до 80
	Хлор (сухий газ); сірководень; двоокис вуглецю; кислоти будь-якої концентрації: соляна, борна, сірчата, винна, миш'якова, кислоти обмеженої концентрації: сірчата 50 %-на, фосфорна 85 %-на, фтороводнева 50 %-на; ацетон; ненасичені розчини солей: алюмінію азотнокислого, сірчаноокислого, хромистоокислого, барію сірчаноокислого, заліза сірчаноокислого (закисного та окисного), калію двохромовокислого, сірчаноокислого та сірчанистоокислого, бісульфату калію, кальцію сірчанистоокислого, хлористого, хлорноватокислого, міді сірчаноокислої, хлористої, ціанистої, натрію кислого, сірчанистоокислого, ціанистого, нікелю ацетату, срібла азотнокислого; розчини солей будь-якої концентрації: аніліну солянокислого, магнію хлористого і сірчаноокислого, натрію азотнокислого, сірчанистого, вуглекислого і хлористого, станію хлористого; розчини хлористого цинку 50 %-ної концентрації		від мінус 30 до 65
Фторопласт-4 за ГОСТ 10007-80	Всі агресивні середовища будь-якої концентрації за виключенням елементарного фтору при підвищеній та високій температурах	до 40*	від мінус 254 до 250

Продовження таблиці А.7

Матеріал	Допустиме робоче середовище	Гранично допустимі робочі умови	
		тиск, МПа	температура, °С
Картон асбестовий за ГОСТ 2850-80	Ацетон, бутан (рідкий); діетіленгліколь; метиловий спирт; триетаноламін, чотирьоххлористий вуглець; етіленгліколь	до 2,0	до 400
	Вуглеводи рідкі; розчини солей будь-якої концентрації: алюмінію азотнокислого, сірчанокислого, хлористого та хромистоокислого, барію сірчанокислого, заліза сірчанокислого (закисного та окисного), калію двохромовокислого, сірчанокислого та сірчанисто-кислого, бісульфату калію, кальцію кислого сірчанистоокислого, хлористого та хлорноватистоокислого, магнію сірчаноокислого та хлористого, міді сірчаноокислої, хлористої та ціаністої, натрію азотнокислого, сірчанисто-кислого, сірчанистого, вуглекислого, хлористого та ціаністого, нікелю азотнокислого та оцетокислого, станію хлористого, срібла азотнокислого, цинку хлористого; сірка (рідка); сірчанистий ангідрид; триетаноламін;	до 0,6	
	Агресивні гази (хлор, окисли азоту, кисень, сірчанистий газ); кислоти 98 %-ної концентрації: азотна, борна, сірчаниста, соляна, фосфорна, оцтова, хлороцтова		до 300
Пароніт за ГОСТ481-80	Водяна пара, повітря	до 6,3	до 400
	Інертні гази (азот, водень та ін.); вуглецево-водневі гази (бутан та ін.); промислові гази (коковий, конвертований, крекінг-газ); агресивні гази (хлор сухий, окисли азоту, сірчанистий газ, нітрогази; нафтопродукти (бензин, керосин та ін.)	до 2,5	
	Вода	до 6,3	до 300
	Аміак рідкий; їдкий натрій 50 %-ний; їдкий калій 50 %-ний	до 2,5	до 150
	Кислоти: азотна 100 %-на, сірчана 50 %-на, оцтова 97 %-на; нікель азотнокислий 50 %-ний; фенол 50 %-н-й, триетаноламін 50 %-ний; хладони будь-яких марок (газоподібні)	до 2,5	до 100

Закінчення таблиці А.7

Матеріал	Допустиме робоче середовище	Гранично допустимі робочі умови	
		тиск, МПа	температура, °С
Азбест у металевій оболонці з алюмінію, міді, латуні, сталі	Хладони всех марок будь-якої концентрації	до 6,3	від мінус 100 до 500
	Хлор (сухий газ); сірчанистий газ; окисли азоту; промислові гази (коксівий, конвертований, крекінг-газ); кисень; озон; двоокис вуглецю; луги будь-якої концентрації (їдкий натрій, їдкий калій); аміак рідкий	до 4,0	до 300
	Вода; водяна пара	до 2,5	до 300
<p>*Для прокладок, що поміщаються в замкнутий об'єм, наприклад, для ущільнювальних поверхней типу "шип-паз". Плоскі прокладки із фторопласту на відкритих фланцях можна застосовувати лише при питомому тиску на прокладку не більше 3 МПа і при температурі середовища близько 20 °С.</p>			

Таблиця А.8 – Рекомендовані металеві прокладкові матеріали для фланцевих з'єднань апаратів і трубопроводів

Матеріал	Конструкція прокладки	Гранично допустимі робочі параметри	
		розрахунковий тиск, МПа	розрахункова температура, °С
Алюміній марок А95, А85, А8, А7, А6, А5, А0, А, за ГОСТ 11069-74; мідь марок М1, М2, за ГОСТ 859-78; сталь марок Х18Н9, Х18Н9Т за ГОСТ 5632-72*	Плоска для ущільнення типу "шип-паз"	≤ 2,5	від мінус 200 до 300
Нікель марок Н1, Н2 по ГОСТ 492-73*			≤ 760
Монель-метал НМЖМц28-2,5-1,5 по ГОСТ 492-73*	Плоска для ущільнення типу "шип-паз"	≥ 2,5	≤ 815
Сталь 08Х18Н10 за ГОСТ 5632-72* із технічними вимогами за видом випробувань за ГОСТ 7350-77	Овального та восьмикутного перерізів	≥ 6,4	від мінус 200 до 550

**Додаток Б**  
**Механічні властивості матеріалів**

Таблиця Б.1 – Допустимі напружини для вуглецевих та низьколегованих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t, ^\circ\text{C}$	Допустимі напружини $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок					
	Ст3	09Г2С 16ГС	20 20К	10	10Г2 09Г2	17ГС 17Г1С 10Г2С1
20	154	196	147	130	180	183
100	149	177	142	125	160	160
150	145	171	139	122	154	154
200	142	165	136	118	148	148
250	131	162	132	112	145	145
300	115	151	119	100	134	134
350	105	140	106	88	123	123
375	93	133	98	82	108	116
400	85	122	92	77	92	105
410	81	104	86	75	86	104
420	75	92	80	72	80	92
430	71*	86	75	68	75	86
440	-	78	67	60	67	78
450	-	71	61	53	61	71
460	-	64	55	47	55	64
470	-	56	49	42	49	56
480	-	53	46**	37	46**	53

\*Для розрахункової температури 425° С.  
\*\*Для розрахункової температури 475° С.  
Примітка – Для проміжних розрахункових температур стінки допустиму напружину визначають лінійною інтерполяцією з округленням результату до 0,5 МПа в бік меншого значення.

Таблиця Б.2 – Допустимі напружини для теплостійких хромистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t, ^\circ\text{C}$	Допустимі напружини $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок				
	12ХМ	12МХ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	147	147	155	146	240
100	146,5	146,5	153	141	235
150	146	146	152,5	138	230
200	145	145	152	134	225
250	145	145	152	127	220
300	141	141	147	120	210
350	137	137	142	114	200
375	135	135	140	110	180
400	132	132	137	105	170
410	130	130	136	103	160
420	129	129	135	101	150
430	127	127	134	99	140
440	126	126	132	96	135
450	124	124	131	94	130
460	122	122	127	91	126
470	117	117	122	89	122
480	114	114	117	86	118
490	105	105	107	83	114
500	96	96	99	79	108
510	82	82	84	72	97
520	69	69	74	66	85
530	60	57	67	60	72
540	50	47	57	54	58
550	41	-	49	47	52
560	33	-	41	40	45
570	-	-	-	35	40
580	-	-	-	30	34
590	-	-	-	28	30
600	-	-	-	25	25

Примітки:

1 Для проміжних розрахункових температур стінки допустиму напружину визначають лінійною інтерполяцією з округленням результату до 0,5 МПа в бік меншого значення.

2 При розрахункових температурах нижче  $200^\circ\text{C}$  сталі марок 12МХ, 12ХМ і 15ХМ застосовувати не рекомендується.

Таблиця Б.3 – Допустимі напружини для жароміцних, жаростійких та корозійностійких сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t, ^\circ\text{C}$	Допустимі напружини $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок				
	03X21H21M4ГБ	03X17H14M3	03X18H11	08X18H10Т 08X18H12Т 08X17H13M2Т 08X17H15M3Т	12X18H10Т 12X18H12Т 10X17H13M2Т 10X17H13M3Т
20	180	153	160	168	184
100	173	140	133	156	174
150	171	130	125	148	168
200	171	120	120	140	160
250	167	113	115	132	154
300	149	103	112	123	148
350	143	101	108	113	144
375	141	90	107	108	140
400	140	87	107	103	137
410	-	83	107	102	136
420	-	82	107	101	135
430	-	81	107	100,5	134
440	-	81	107	100	133
450	-	80	107	99	132
460	-	-	-	98	131
470	-	-	-	97,5	130
480	-	-	-	97	129
490	-	-	-	96	128
500	-	-	-	95	127
510	-	-	-	94	126
520	-	-	-	79	125
530	-	-	-	79	124
540	-	-	-	78	111
550	-	-	-	76	111
560	-	-	-	73	101
570	-	-	-	69	97
580	-	-	-	65	90
590	-	-	-	61	81
600	-	-	-	57	74
610	-	-	-	-	68
620	-	-	-	-	62



Закінчення таблиці Б.3

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, $t, ^\circ\text{C}$	Допустимі напружини $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок					
	03X21H21M4ГБ	03X17H14M3	03X18H11	08X18H10Т 08X18H12Т 08X17H13M2Т 08X17H15M3Т	12X18H10Т 12X18H12Т 10X17H13M2Т 10X17H13M3Т	
630	-	-	-	-	-	57
640	-	-	-	-	-	52
650	-	-	-	-	-	48
660	-	-	-	-	-	45
670	-	-	-	-	-	42

Таблиця Б.4 – Допустимі напружини для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, $t, ^\circ\text{C}$	Допустимі напружини $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок					
	08X18Г8Н2Т	07X13АГ20	02X8Н22С6	15X18Н12С4ТЮ	06XН28МДТ 03XН28МДТ	08X22Н6Т 08X21Н6М2Т
20	230	233	133	233	147	233
100	206	173	106,5	220	138	200
150	190	153	100	206,5	130	193
200	175	133	90	200	124	188,5
250	160	127	83	186,5	117	166,5
300	144	120	76,5	180	110	160
350	-	113	-	-	107	-
375	-	110	-	-	105	-
400	-	107	-	-	103	-

Примітка – Для проміжних розрахункових температур стінки допустиму напружину визначають лінійною інтерполяцією двох найближчих значень, наведених у таблиці, з округленням результату до 0,5 МПа в бік меншого значення.

Таблиця Б.5 – Розрахункове значення тимчасового опору для вуглецевих та низьколегованих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t$ , °С	Розрахункове значення тимчасового опору $R_m$ , МПа, для сталей марок					
	Ст3	09Г2С 16ГС	20 20К	10	10Г2 09Г2	17ГС 17Г1С 10Г2С1
20	460	470	410	340	440	440
100	435	425	380	310	385	385
150	460	430	425	340	430	430
200	505	439	460	382	439	439
250	510	444	460	400	444	444
300	520	445	460	374	445	445
350	480	441	430	360	441	441
375	450	425	410	330	425	425

Таблиця Б.6 – Розрахункове значення границі текучості для вуглецевих та низьколегованих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t$ , °С	Розрахункове значення границі текучості $R_e$ , МПа, для сталей марок					
	Ст3	09Г2С, 16ГС	20, 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
20	250	300	220	195	270	280
100	230	265,5	213	188	240	240
150	224	256,5	209	183	231	231
200	223	247,5	204	177	222	222
250	197	243	198	168	218	218
300	173	226,5	179	150	201	201
350	167	210	159	132	185	185
375	164	199,5	147	123	162	174
400	–	183	–	–	–	158
410	–	–	–	–	–	156
420	–	–	–	–	–	138

Таблиця Б.7 – Розрахункове значення тимчасового опору для теплостійких хромистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t$ , °C	Розрахункове значення тимчасового опору $R_m$ , МПа, для сталей марок				
	12XM	12MX	15XM	15X5M	15X5M–Y
20	450	450	450	400	600
100	440	440	440	380	572
150	434	434	434	355	555
200	430	430	430	330	535
250	440	437	437	320	520
300	454	445	445	318	503
350	437	442	442	314	492
375	427	436	436	312	484
400	415	426	426	310	472
410	413	424	424	306	468
420	410	421	421	300	462

Таблиця Б.8 – Розрахункове значення умовної границі текучості для теплостійких хромистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t$ , °C	Розрахункове значення умовної границі текучості $R_{p0,2}$ , МПа, для сталей марок				
	12XM	12MX	15XM	15X5M	15X5M–Y
20	220	220	233	220	400
100	219	219	230	210	352,5
150	218	218	229	207	345
200	217,5	217,5	228	201	337,5
250	217,5	217,5	228	190	330
300	212	212	220	180	315
350	206	206	213	171	300
375	202	202	210	164	270
400	198	198	205	158	255
410	195	195	204	155	240
420	194	194	202	152	225

Таблиця Б.9 – Розрахункове значення тимчасового опору для жароміцних, жаростійких та корозійностійких сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t$ , °C	Розрахункове значення тимчасового опору $R_m$ , МПа, для сталей марок					
	08X18Г8Н2Т	07X13АГ20	02X8Н22С6	15X18Н12С4ТЮ	06XН28МДТ 03XН28МДТ	08X22Н6Т 08X21Н6М2Т
20	600	670	550	700	550	600
100	535	550	500	640	527,5	583
150	495	520	480	610	512,5	550
200	455	490	468	580	500	515
250	415	485	450	570	490	503
300	375	480	440	570	482,5	500
350	-	465	-	-	478	-
375	-	458	-	-	474	-
400	-	450	-	-	470	-

Таблиця Б.10 – Розрахункове значення умовної границі текучості для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t$ , °C	Розрахункове значення умовної границі текучості $R_{p0,2}$ , МПа, для сталей марок					
	08X18Г8Н2Т	07X13АГ20	02X8Н22С6	15X18Н12С4ТЮ	06XН28МДТ 03XН28МДТ	08X22Н6Т 08X21Н6М2Т
20	350	350	200	350	350	220
100	328	260	160	330	300	207
150	314	230	150	310	290	195
200	300	200	135	300	283	186
250	287	1190	125	280	250	175
300	274	180	115	270	240	165
350	-	170	-	-	-	160
375	-	165	-	-	-	157,5
400	-	160	-	-	-	155

Таблиця Б.11 – Розрахункове значення тимчасового опору для жароміцних, жаростійких та корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата $t$ , °C	Розрахункове значення умовної границі текучості $R_m$ , МПа, для сталей марок				
	03X21H21M4ГБ	03X17H14M3	03X18H11	08X18H10Т 08X18H12Т 08X17H13M2Т 08X17H15M3Т	12X18H10Т 12X18H12Т 10X17H13M2Т 10X17H13M3Т
20	550	500	520	520	540
100	540	474	450	480	500
150	535	453	433	455	475
200	534	432	415	430	450
250	520	412	405	424	443
300	518	392	397	417	440
350	517	376	394	408	438
375	516	368	392	405	437
400	-	360	390	402	436
410	-	358	388	400	434
420	-	356	386	398	432
430	-	354	384	396	431
440	-	352	382	394	430
450	-	350	380	392	428
460	-	-	-	390	426
470	-	-	-	388	424
480	-	-	-	386	422
490	-	-	-	385	421
500	-	-	-	383	420
510	-	-	-	381	418
520	-	-	-	380	416
550	-	-	-	374	412

Таблиця Б.12 – Розрахункове значення умовної границі текучості для жароміцних, жаростійких та корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або Апарата $t$ , °С	Розрахункове значення умовної границі текучості $R_{p0,2}$ , МПа, для сталей марок				
	03X21H21M4ГБ	03X17H14M3	03X18H11	08X18H10Т 08X18H12Т 08X17H13M2Т 08X17H15M3Т	12X18H10Т 12X18H12Т 10X17H13M2Т 10X17H13M3Т
20	250	200	200	210*	240
100	240	180	160	195	228
150	235	165	150	180	219
200	235	150	140	173	210
250	232	140	135	165	204
300	205	126	130	150	195
350	199	115	127	137	190
375	195	108	125	133	186
400	191	100	122,5	129	181
410	-	98	121,5	128	180
420	-	97,5	121	128	180
430	-	97	120,5	127	179
440	-	96	120	126	177
450	-	95	120	125	176
460	-	-	-	125	174
470	-	-	-	124	173
480	-	-	-	123	173
490	-	-	-	122	171
500	-	-	-	122	170
510	-	-	-	120	168
520	-	-	-	119	168
530	-	-	-	119	167

\*Для сталей марок 08X17H13M2Т і 08X17H15M3Т умовна границя текучості при температурі 20 °С дорівнює 200 МПа.

Таблиця Б.13 – Розрахункове значення умовної границі текучості для жароміцних, жаростійких та корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апаратага $t, ^\circ\text{C}$	Розрахункове значення умовної границі текучості $R_{p1,0}$ , МПа, для сталей марок				
	03X21Н21М4ГБ	03X17Н14М3	03X18Н11	08X18Н10Т 08X18Н12Т 08X17Н13М2Т 08X17Н15М3Т	12X18Н10Т 12X18Н12Т 10X17Н13М2Т 10X17Н13М3Т
20	270	230	240	252	276
100	260	210	200	234	261
150	257	195	187,5	222	252
200	257	180	180	210	240
250	250	170	173	198	231
300	223	155	168	184,5	222
350	215	152	162	169,5	216
375	212	135	160	162	210
400	210	130	160	154,5	205,5
410	-	125	160	153	204
420	-	123	160	151,5	202,5
430	-	122	160	150,75	201
440	-	121	160	150	199,5
450	-	120	160	148,5	198
460	-	-	-	147	196,5
470	-	-	-	146	195
480	-	-	-	145,5	193,5
490	-	-	-	144	192
500	-	-	-	142,5	190,5
510	-	-	-	141	189
520	-	-	-	139,5	187,5
530	-	-	-	138	186

**Додаток В**  
**Опуклі днища**

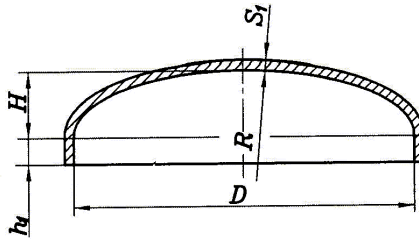


Рисунок В.1 – Днище еліптичне

Таблиця В.1 – Основні параметри еліптичних днищ із внутрішніми базовими розмірами і висотою опуклої частини  $H = 0,25 D$

Розміри в міліметрах

$D$	$h_1$	$H$	$S_1$	Внутрішня поверхня $F, \text{м}^2$	Об'єм $V, \text{дм}^3$	Маса, кг
250	25	62	4	0,09	3,3	2,8
			5			3,6
			6			4,3
			8			5,9
			10			7,4
			12			9,1
			14			10,8
			16			12,5
300		75	4	0,12	5,3	3,9
			5			4,9
			6			6,0
			8			8,0
			10			10,2
			12			12,4
			14			14,7
			16			17,0
350		88	4	0,16	8,0	5,2
			5			6,5
			6			7,8
			8			10,6
			10			13,4
			12			16,2



## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
350	25	88	14	0,16	8,0	19,2
			16			22,2
400		100	4	0,20	11,5	6,6
			5			8,3
			6			10,0
			8			13,4
			10			17,0
			12			20,6
			14			24,3
			16			28,0
			18			31,9
			20			35,8
			22			39,8
			25			45,9
40	100	28	0,22	13,4	56,6	
		30			61,3	
(450)	25	112	4	0,25	15,8	8,2
			5			10,3
			6			12,4
			8			16,6
			10			21,0
			12			25,5
			14			30,0
			16			34,6
			18			39,3
			20			44,1
500		125	4	0,31	21,2	9,9
			5			12,5
			6			15,0
			8			20,2
			10			25,5
			12			30,8
			14			36,3
			16			41,8
18	47,4					
20	53,2					

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{м}^2$	Об'єм $V, \text{дм}^3$	Маса, кг
500	40	125	22	0,33	24,1	63,2
			25			72,7
			28			82,5
			30			89,1
			32			95,8
			36			109,5
(550)	25	137	4	0,37	27,6	11,8
			5			14,9
			6			17,8
			8			24,1
			10			30,3
			12			36,7
			14			43,2
			16			49,7
	18	56,4				
	40	20	0,40	31,2	67,3	
600	25	150	4	0,44	35,2	13,9
			5			17,5
			6			21,1
			8			28,3
			10			35,6
			12			43,1
			14			50,6
			16			58,3
	40	150	18	0,47	39,5	70,2
			20			78,5
			22			87,0
			25			99,9
			28			113,1
			30			122,0
32	131,0					
36	149,4					
40	168,3					
(650)	25	162	4	0,51	44,1	16,2
			5			20,3
			6			24,5
			8			32,9

## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг					
(650)	25	162	10	0,51	44,1	41,4					
			12			50,0					
			14			58,7					
	40		16	0,54	49,1	71,5					
			18			81,0					
			20			90,6					
700	25	175	4	0,59	54,3	18,7					
			5			23,4					
			6			28,2					
			8			37,8					
			10			47,5					
			12			57,4					
	40		14	0,62	60,1	67,4					
			16			81,8					
			18			92,5					
			20			103,5					
			22			114,5					
			25			131,3					
	60		28	0,66	67,8	148,4					
			32			171,7					
			36			195,4					
			40			234,4					
			800			25	200	4	0,76	79,3	24,0
								5			30,1
6	36,3										
8	48,6										
10	61,1										
12	73,8										
40	14	0,79		86,8	90,8						
	16				104,3						
	18				118,0						
	20				131,8						
	22				145,8						
	25				167,0						
30	28	0,82	93,6	188,5							
	30			203,1							
	32			217,8							
	32			217,8							

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг			
800	60	200	34	0,84	96,9	246,6			
			36			262,5			
			38			278,5			
			40			294,6			
			45			335,7			
			50			377,8			
900	25	225	5	0,95	110,9	37,7			
			6			45,4			
			8			60,8			
			10			76,4			
			12			96,2			
	40		0,99	120,4	14	112,8			
					16	129,6			
					18	146,5			
					20	163,5			
					22	180,8			
					25	206,9			
					28	233,4			
					30	265,1			
	60		1,05	133,1	32	284,1			
1000	25	250	5	1,16	149,9	46,2			
			6			55,5			
			8			74,4			
			10			93,4			
			12			117,1			
	40		1,21	161,7	14	137,2			
					16	157,5			
					18	178,0			
					20	198,7			
					22	219,5			
					25	251,1			
					60	1,27	177,4	28	294,2
								30	319,9
	32		342,6						
	34		365,6						
	36		388,8						
					38	412,1			

## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг		
1000	60	250	40	1,27	177,4	435,6		
			45			495,2		
			50			556,0		
			55			618,0		
	80		60	1,34	193,1	712,6		
			65			779,8		
			70			848,2		
			80			988,8		
(1100)	25	275	6	1,40	197,2	66,7		
			8			89,3		
	40		10	1,45	211,4	116,2		
			12			140,0		
			14			164,0		
			16			188,2		
			18			212,6		
			20			237,2		
			22			262,0		
			25			313,4		
	60		28	1,52	230,4	353,1		
			30			379,8		
			32			406,7		
			35			433,5		
	1200		25	300	6	1,65	253,4	78,9
					8			105,6
40		10	1,71		270,4	137,0		
		12				165,0		
		14				193,2		
		16				221,7		
		18				250,3		
		20				279,3		
		22				321,5		
		25				367,3		
60		28	1,79		293,0	413,7		
		30				444,8		
		32				476,2		
		34				507,8		
		36				539,6		
		38				571,6		

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
1200	60	300	40	1,79	293,0	603,8
			45			685,4
	80		50	1,86	315,6	799,2
			55			886,7
			60			975,7
			65			1066,2
			70			1158,0
			80			1346,2
	100		90	1,94	338,2	1585,3
			100			1786,3
(1300)	25	325	6	1,93	319,5	92,1
			8			123,3
	40		10	2,00	339,4	159,5
			12			192,0
			14			224,0
			16			257,8
			18			291,1
			20			324,5
	60		22	2,08	365,9	372,6
			25			425,5
			28			479,0
			30			514,9
			32			551,1
1400	25	350	6	2,23	396,0	106,4
	40		8	2,30	419,1	146,4
			10			183,6
			12			221,1
			14			258,8
			16			296,7
			18			334,9
	60		20	2,39	449,9	387,3
			22			427,4
			25			488,0
			28			549,1
			30			590,2
			32			631,5

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
1400	60	350	34	2,39	449,9	673,5
			36			714,9
			38			757,0
			40			799,3
	80		45	2,48	480,7	938,3
			50			1050,5
			55			1164,3
			60			1279,8
			65			1396,8
			70			1489,2
	100		80	2,56	511,4	1816,5
			90			2073,4
			100			2337,3
(1500)	25	375	6	2,56	484,0	121,6
	40		8	2,63	510,4	167,1
			10			209,5
			12			252,2
			14			295,1
			16			338,3
			18			395,2
	60		20	2,72	545,8	440,5
			22			485,9
			25			554,7
			28			624,0
			30			670,5
			32			717,3
			34			764,4
			36			811,7
			38			859,4
			40			937,6
	80		45	2,82	581,4	1062,4
			50			1188,9
			55			1317,1
60		1447,1				
8		2,80	560,7			177,4
10	222,3					
12	267,5					

## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг			
1600	25	400	6	2,90	584,0	137,9			
			8			189,1			
	40		10	2,98	614,1	237,1			
			12			285,3			
			14			333,9			
			16			382,6			
			18			446,1			
			20			497,0			
	60		22	3,08	654,3	548,2			
			25			625,6			
			28			703,6			
			30			756,0			
			32			808,6			
			34			861,5			
			36			914,7			
			38			998,9			
			80			40	3,18	694,5	1054,3
						45			1194,2
	50			1335,8					
	55			1479,3					
	60			1624,6					
	65			1825,2					
	100		70	3,28	734,7	1978,5			
			80			2290,8			
90		2610,7							
100		2938,3							
120		3346,4							
(1700)	40	425	6	3,35	731,0	159,0			
			8			212,5			
			10			266,4			
			12			320,5			
			14			375,0			
			16			443,2			
	60		18	3,45	776,3	500,0			
			20			557,0			
			22			610,0			
			28			782,5			



## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
(1700)	60	425	32	3,45	776,3	897,5
	80		36	3,56	821,7	1045,8
			40			1176,1
			50			1474,7
(1750)	40	438	8	3,54	794,5	221,1
			10			280,8
			12			337,7
1800	40	450	6	3,74	861,7	177,5
			8			237,3
			10			297,4
			12			357,8
			14			418,5
	60		16	3,85	912,6	493,8
			18			556,9
			20			620,4
			22			684,1
			25			780,3
			28			877,2
			30			942,2
			32			1007,5
	80		34	3,96	963,4	1103,9
			36			1171,7
			38			1239,8
			40			1308,2
			45			1408,7
			50			1655,2
			55			1831,8
	100		60	4,08	1014,3	2065,4
			65			2250,8
			70			2438,3
			80			2819,5
90		3209,2				
120	100	4,19	1065,2	3701,1		
(1900)	40	475	6	4,15	1007,2	197,1
			8			263,4
			10			330,1
			12			397,1

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
(1900)	60	475	14	4,27	1063,8	477,6
			26			547,1
			18			617,0
			20			687,1
(1950)	40	488	8	4,36	1076,6	276,3
			10			346,0
			12			416,0
2000	40	500	6	4,59	1168,1	217,7
			8			290,9
			10			364,5
			12			438,4
			14			526,5
	60		16	4,71	1230,9	603,1
			18			680,0
			20			757,3
			22			834,9
			25			952,0
			28			1069,9
	80		30	4,84	1293,7	1178,9
			32			1260,3
			34			1342,0
			36			1424,1
			38			1506,6
			40			1589,4
			45			1797,9
			50			2008,7
	100		55	4,96	1356,5	2277,5
			60			2498,0
			65			2720,7
			70			2945,8
			80			3402,8
	120		90	5,09	1420,0	3961,8
			100			4448,2
			110			4926,1
			120			5426,0
2200	40	550	8	5,52	1539,5	350,0
			10			438,4

## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
2200	60	550	12	5,66	1615,5	540,2
			14			631,6
			16			723,3
			18			815,4
			20			907,9
			22			1000,8
			25			1140,8
	80		28	5,80	1691,5	1312,4
			30			1409,0
			32			1506,0
			34			1603,3
			36			1701,1
			38			1799,2
			40			1897,8
	100		45	5,94	1767,5	2145,8
			50			2451,7
			55			2710,3
			60			2971,3
			65			3198,6
			70			3500,9
120		80	6,08			1844,4
	90	4691,8				
	100	5263,4				
	110	5830,5				
	120	6414,9				
2400	40	600	8	6,54	1982,3	414,5
	60		10			519,1
			12	6,70	2072,7	638,4
			14			746,2
			16			854,4
			18			963,1
			20			1072,1
			22			1181,6
	80		25			6,85
			28	1545,9		
			30	1659,5		
			32	1773,4		

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг				
2400	80	600	34	6,85	2163,1	1887,8				
			36			2002,6				
			38			2117,8				
			40			2233,4				
	100			45	7,00	2253,6	2578,5			
	100	550	50	7,00	2253,6	2878,2				
			55			3180,6				
			60			3485,6				
			65			3793,3				
	120	550	70	7,15	2345,2	4189,0				
			80			4830,6				
			90			5483,1				
			100			6146,8				
			110			6810,2				
120			7485,0							
2500	40		8	7,09	2232,3	448,7				
			10			562,0				
	60		12	7,25	2330,5	690,5				
			14			807,1				
			16			924,1				
			18			1041,5				
			20			1159,3				
			22			1277,6				
	80	625	25	7,40	2428,6	1479,9				
			28			1669,9				
			30			1792,4				
			32			1915,3				
			34			2038,7				
			36			2162,5				
			38			2286,7				
			40			2411,4				
			100				45	7,56	2526,7	2781,5
							50			3104,2
	55	3429,8								
	60	3758,1								
	120		65	7,72	2626,2	4171,5				
			70			4511,8				

## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
2500	129	625	80	7,72	2626,2	5201,1
			90			5901,8
			100			6614,0
2600	40	650	8	7,65	2502,6	484,4
	60	650	10	7,82	2608,7	619,5
	60		12	7,82	2608,7	744,7
			14			870,3
			16			996,4
			18			1123,0
			20			1249,9
			22			1377,3
	80		25	7,98	2714,9	1601,7
			28			1798,6
			30			1930,4
			32			2062,7
			34			2195,4
		36	2328,5			
	100	38	8,14	2821,0	2446,5	
		40			2648,3	
		45			2992,1	
		50			3338,8	
		55			3688,3	
		60			4040,7	
	120	65	8,31	2928,6	4481,5	
		70			4846,4	
		80			5585,2	
		90			6335,7	
90		6335,7				
100		7098,2				
2800	40	700	8	8,85	3106,7	559,8
	60		10	9,03	3229,8	714,8
			12			859,1
			14			1004,0
			16			1149,3
			18			1295,1
	80	20	9,20	3352,9	1441,4	
		22			1618,8	
		22			1618,8	
		25			1844,0	

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
2800	80	700	28	9,20	3352,9	2060,4
			30			2221,7
			32			2373,7
			34			2526,1
			36			2679,1
	100		38	9,38	3476,0	2885,7
			40			3042,4
			45			3436,4
			50			3833,4
			55			4233,5
	120		60	9,55	3600,9	4721,4
			65			5134,9
			70			5551,3
			80			6394,3
			90			7249,6
100	8117,7					
3000	40	750	8	10,13	3801,0	640,6
	60		10	10,32	3942,3	816,9
			12			981,8
			14			1147,2
			16			1313,1
			18			1479,5
	80		20	10,51	4083,6	1676,2
			22			1846,7
			25			2103,3
			28			2361,0
			30			2533,5
			32			2706,5
	100		34	10,70	4224,9	2880,0
			36			3108,0
			38			3285,6
			40			3463,7
			45			3911,2
	120		50	10,89	4368,1	4362,1
			55			4899,1
			60			5364,1
			65			5832,5

## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг			
3000	120	750	70	10,89	4368,1	6304,3			
			80			7257,8			
			90			8224,8			
			100			9205,4			
3200	60	800	10	11,70	4752,3	925,8			
			12			1112,6			
			14			1299,9			
			16			1487,8			
			18			1676,2			
	80		20	11,90	4913,1	1896,9			
			22			2089,6			
			25			2379,6			
			28			2670,9			
			30			2865,7			
			32			3061,2			
	100		34	12,10	5073,8	3311,4			
			36			3511,1			
			38			3711,4			
			40			3912,2			
			45			4416,8			
			50			4924,8			
			120			55	12,30	5237,3	5524,6
						60			6047,8
	65			6574,5					
	70			7104,7					
	80			8175,9					
	90			9261,3					
	3400		60	850	13,17	5666,2	10361,1		
12		1251,6							
14		1462,2							
80		16	13,38		5847,7	1673,4			
		18				1915,5			
		20				2131,2			
		22				2347,5			
		25				2673,0			
		28				2999,8			
		30				3218,4			

Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
3400	100	850	32	13,60	6029,2	3491,4
			34			3714,9
			36			3938,7
			38			4163,1
			40			4388,0
	45		4952,9			
	120		13,81	6213,8	50	5606,6
					55	6187,6
					60	6772,3
					65	7360,7
					70	7952,9
					80	9148,5
					90	10359,1
					100	11586,0
					110	12804,9
					120	14057,8
3600		60			900	12
	14		1634,0			
	16		1869,9			
	80	14,95	6893,6	18		2138,4
				20		2379,1
				22		2620,3
				25		2983,4
				28		3347,8
				30		3645,2
	100	15,18	7097,1	32		3893,1
				34		4141,7
				36		4390,8
				38		4640,6
				40		4891,0
	120	15,40	7304,3	45		5600,7
				50		6242,4
				55		6888,1
				60		7537,6
				65		8191,2
				70		8848,6
75				9509,9		
80				10175,5		



## Продовження таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_I$	$H$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг			
3600	120	900	90	15,40	7304,3	11518,2			
			100			12877,0			
			110			14237,0			
			120			15611,5			
3800	60	950	14	16,37	7830,5	1815,4			
	80		16	16,61	8057,2	2107,4			
			18			2373,7			
			20			2640,6			
			22			2908,2			
			25			3310,8			
			28			3767,7			
	100		30	16,84	8283,9	4041,7			
			32			4316,3			
			34			4591,6			
			36			4867,5			
			38			5144,1			
			40			5421,3			
			120			45	17,08	8514,9	6202,6
						50			6912,2
	55			7626,0					
	60			8343,9					
	65			9065,9					
	70			9792,1					
	80			11257,0					
90	12738,6								
100	14237,0								
4000	80	1000	16	18,35	9344,6	2327,2			
			18			2621,7			
			20			2915,8			
			22			3211,0			
			25			3655,2			
	100		28	18,60	9595,8	4156,6			
			30			4458,6			
			32			4761,3			
			34			5064,6			
			36			5368,7			
			38			5673,4			

Закінчення таблиці В.1

Розміри в міліметрах

$D$	$h_1$	$H$	$S_1$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
4000	100	1000	40	18,6	9595,8	5978,2
	120		45	18,85		6835,2
			50			7616,1
			55			8401,4
			60			9190,9
			65			9984,9
			70			10783,3
			80			12393,0
			90			14020,3
4500	80	1125	16	23,08	13152,9	2924,5
			18			3293,5
			20			3663,2
			22			4033,7
	100		25	23,36	13471,0	4646,7
			28			5212,2
			30			5590,3
			32			5669,0
			34			6348,6
			36			6728,9

Примітки:  
 1 Днища з діаметрами, взятій в дужки, допускається застосовувати для котлів і сорочок посудин та апаратів.  
 2 Днища із двошарової сталі допускається виготовляти з товщиною стінки 24 і 26 мм замість 25 мм.

Приклад умовного позначення днища з внутрішнім діаметром  $D = 2000\text{мм}$ , товщиною стінки  $S = 10\text{мм}$  і висотою еліптичної частини  $H = 700\text{мм}$

**Днище 2000-10-500 ГОСТ 6533-78**

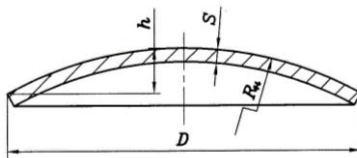


Рисунок В.2 – Днище сферичне невідбортоване

Таблиця В.2 – Днища сферичні невідбортовані при  $R = D$ 

D, мм	H, мм	Зовнішня поверхня F, м <sup>2</sup>	Маса Q, кг і об'єм V, л при товщині стінки S									
			4		6		8		10		12	
			Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V
400	53,6	0,134	4,28	3,34	6,38	3,30	8,47	3,24				
450	60,3	0,170	5,42	4,78	8,09	4,72	10,70	4,65	13,40	4,59		
500	67,0	0,210	6,70	6,58	10,00	6,49	13,30	6,42	16,50	6,34		
600	80,4	0,303	9,66	11,40	14,40	11,30	19,20	11,20	23,90	11,10		
700	93,8	0,412	13,20	18,10	19,70	18,00	26,20	17,90	32,60	17,70	39,0	17,5
800	107,0	0,539	17,20	27,20	25,70	27,00	34,20	26,70	42,70	26,60	51,1	26,4
900	121,0	0,682	-	--	32,60	38,50	43,40	38,30	54,10	38,00	64,7	37,0
1000	134,0	0,842	-	-	40,30	52,00	53,60	52,60	66,80	52,30	80,0	52,0
1100	147,0	1,020	-	-	48,70	70,50	64,90	70,10	80,90	69,70	96,9	69,4
1200	161,0	1,210	-	-	58,00	92,70	77,20	91,20	96,40	90,80	116,0	90,3
1400	188,0	1,650	-	-	79,00	146,00	105,00	145,00	131,00	145,00	157,0	144,0
1600	214,0	2,150	-	-	103,00	218,00	138,00	217,00	172,00	217,00	206,0	216,0
1800	241,0	2,730	-	-	131,00	311,00	174,00	310,00	218,00	309,00	261,0	308,0
2000	268,0	3,370	-	-	162,00	427,00	215,00	426,00	269,00	424,00	322,0	423,0
2200	295,0	4,070	-	-	-	-	260,00	567,00	325,00	566,00	390,0	564,0
2400	322,0	4,850	-	-	-	-	310,00	738,00	387,00	736,00	464,0	734,0
2600	348,0	5,690	-	-	-	-	364,00	937,00	455,00	936,00	545,0	934,0
2800	375,0	6,600	-	-	-	-	422,00	1172,00	527,00	1170,00	632,0	1167,0
Примітка – Маса днищ розрахована при щільності сталі $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$												

Приклад умовного позначення днища діаметром 400 мм і товщиною стінки 8 мм зі сталі марки 09Г2С

**Днище 400-8-09Г2С ОСТ 26-01297-75.**

Додаток Г  
Конічні днища

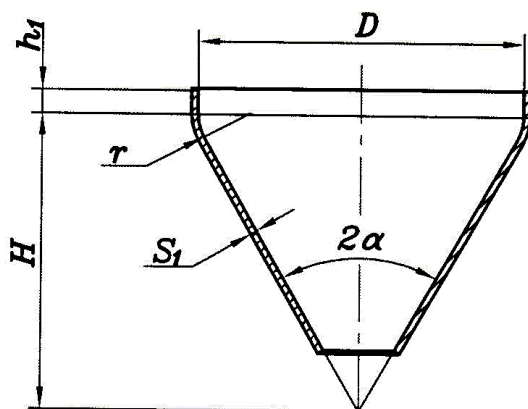


Рисунок Г.1 – Днище конічне відбортоване

Таблиця Г.1 – Основні розміри і параметри конічних відбортованих днищ із внутрішніми базовими розмірами та кутом при вершині 60°

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_1$	$S_1$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
400	367	80	30	3	0,32	0,020	7,8
				4			10,4
				6			15,8
				8			21,4
				10			27,0
(450)	411		30	3	0,40	0,028	9,5
				4			12,7
				6			19,3
				8			26,0
				10			32,8
500	452		30	3	0,48	0,038	11,4
				4			15,2
				6			23,1
				8			31,1
				40			10

## Продовження таблиці Г.1

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{м}^2$	Об'єм $V, \text{дм}^3$	Маса, кг	
(550)	497	80	30	4	0,56	0,049	18,0	
				6			27,7	
				8			36,6	
600	541		40	10	10	0,58	0,052	47,7
					4			21,0
					6			31,7
			30	8	0,66	0,063	42,6	
							10	55,3
							12	66,9
(650)	584		40	10	0,76	0,079	24,2	
							6	36,5
							8	49,0
		30	8	0,78	0,082	63,5		
						10	76,8	
						12		
700	627	40	12	0,87	0,097	27,6		
						4	41,7	
						6	57,5	
		30	8	0,89	0,101	72,3		
						10	89,6	
						12		
800	735	160	30	4	1,22	0,152	38,7	
				6			58,4	
				8			80,1	
			40	10	1,25	0,157	100,7	
							12	124,2
							14	145,7
900	821		50	14	1,28	0,162	47,6	
							4	71,7
							6	98,1
			30	8	1,50	0,211	125,7	
							10	151,6
							12	181,2
1000	908	60	14	1,59	0,230	57,3		
						4	88,0	
						6	117,9	
		40	8	1,84	0,291	150,7		
						10	181,7	
						12	216,7	
50	12	1,88	0,299					
				14				
				191	0,307			

Продовження таблиці Г.1

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг	
1000	908	160	60	16	1,91	0,307	248,3	
(1100)	997		40	6	8	2,19	0,380	104,2
				8				139,5
			50	10	2,22	0,389	178,0	
			60	12	14	2,26	0,399	218,0
				14				225,5
70	16		2,30	0,408	298,0			
1200	1080		40	6	8	2,55	0,485	121,7
				8				165,5
			50	10	14	2,60	0,496	207,6
				12				253,9
			60	14	18	2,64	0,508	297,4
				16				346,3
			70	18	20	2,68	0,519	391,0
				16				398,3
(1300)	1168		40	6	8	2,95	0,608	140,6
				8				190,9
			50	10	14	3,00	0,621	239,4
				12				292,5
			60	14	16	3,04	0,634	292,5
				16				347,3
			70	18	20	3,08	0,647	398,3
16	398,3							
80	20		24	3,13	0,661	456,0		
	24					508,3		
1400	1254		50	6	8	3,43	0,765	163,1
				8				218,1
			60	10	14	3,47	0,780	277,2
		12		333,8				
		70	14	16	3,52	0,795	395,9	
			16				453,9	
		80	18	20	3,57	0,811	519,0	
20	578,6							
(1500)	1340	50	6	8	3,89	0,929	184,8	
			8				247,2	
		60	10	14	3,94	0,946	313,9	
			12				377,8	
		70	14	3,99	0,964	447,6		
		80	16	18	4,04	0,982	519,5	
			18				586,2	

## Продовження таблиці Г.1

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_l$	$S_l$	Внутрішня поверхня $F, \text{м}^2$	Об'єм $V, \text{дм}^3$	Маса, кг		
(1500)	1340	160	100	20	4,14	1,017	669,5		
				22			738,6		
1600	1439	200	50	6	4,49	1,136	213,2		
				8			285,1		
			60	10	4,54	1,156	361,6		
				70	12	4,59	1,177	440,2	
			14		515,0				
			80	16	4,65	1,197	597,1		
				18			673,6		
			100	20	4,76	1,237	767,9		
							22	847,0	
							25	966,5	
			(1700)	1525	50	6	5,01	1,348	238,0
						8			318,1
60	10				5,07	1,371	403,2		
	70				12	5,12	1,394	490,5	
14					573,8				
80	16				5,18	1,416	664,8		
	100				18	5,29	1,462	766,3	
1800	1612				50	6	5,56	1,585	264,1
			8	356,8					
			60	10	5,62	1,611	447,1		
				70			12	5,68	1,636
			80	14	5,74	1,662	642,5		
				16			736,1		
			100	18	5,86	1,712	847,5		
		20					944,0		
		22					1041,0		
		25					1187,3		
							50	6	6,15
		60	8	6,20	1,880	393,7			
10	493,3								
70	12					6,27	1,910	599,4	
80	14	6,33	1,930	708,0					
				16	811,0				
100	18	6,46	1,990	932,7					
		2000	1785	50	6	6,76	2,139	320,5	

Продовження таблиці Г.1

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг	
2000	1785	200	60	8	6,82	2,170	432,4	
			70	10	6,89	2,201	547,0	
				12			657,9	
			80	14	6,95	2,233	776,6	
			100	16	7,09	2,296	906,5	
				18			1022,0	
				20			1138,2	
				22			1254,9	
			120	25	7,22	2,358	1457,6	
				28			1638,0	
				30			1759,0	
			2200	1958	60	8	8,14	2,845
70	10				8,20	2,883	651,2	
80	12				8,28	2,921	789,9	
	14						923,5	
100	16				8,42	2,997	1076,0	
	18						1213,0	
	20						1350,7	
	22						1488,8	
120	25				8,57	3,073	1726,2	
	28						1939,3	
	30						2082,2	
2400	2130				60	8	9,56	3,647
			70	10	9,64	3,693	764,5	
		80	12	9,72	3,738	926,6		
		100	14	9,88	3,828	1100,5		
			16			1260,1		
			18			1420,4		
		120	20	10,04	3,919	1606,3		
			22			1770,3		
			25			2017,5		
			28			2266,1		
		2500	2218	60	8	10,32	4,100	653,3
				70	10	10,40	4,149	824,6
80	12			10,48	4,198	999,0		
100	14			10,65	4,296	1185,7		
	16	1357,6						



## Продовження таблиці Г.1

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_l$	$S_l$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
2500	2218	200	100	18	10,65	4,296	1530,2
				20			1729,4
			120	22	10,81	4,394	1905,8
				25			2171,7
2600	2303		70	8	11,20	4,640	708,2
				10	11,28	4,693	893,5
			12	1074,1			
			100	14	11,45	4,800	1274,1
				16			1458,3
				18			1644,0
			120	20	11,62	4,906	1857,0
				22			2046,3
2800	2478	70	8	12,86	5,737	813,3	
			10	12,95	5,799	1025,4	
		100	12	13,13	5,922	1249,7	
			14			1460,5	
			16			1671,9	
		120	18	13,31	6,045	1910,0	
			20			2125,8	
		22	2342,3				
3000	2650	80	10	14,74	7,065	1166,5	
			12	14,93	7,026	1420,2	
		100	14			1659,6	
			16	1899,6			
120	18	15,13	7,348	2168,1			
3200	2837	250	80	10	16,92	8,611	1337,8
				12	17,12	8,771	1627,3
			100	14			1901,3
				16	2176,1		
120	18		17,33	8,932	2481,3		
	10		19,17	10,426	1515,4		
100	12				1821,0		
	14		2127,5				
3400	3010		120	16	19,39	10,608	2462,6
				18			2774,3
			3600	3185	100	12	21,33
14	2366,5						

Закінчення таблиці Г.1

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
3600	3185	250	120	16	21,57	12,480	2737,4
				18			3083,7
3800	3357		100	12	23,61	14,334	2241,3
				120	14	23,86	14,560
			120	16	14,560		3026,7
				18	3409,3		
4000	3535		100	12	26,01	16,608	2467,8
			120	14	26,26	16,859	2910,8
				16			3330,6
Примітка – Діаметри днищ, взяті в дужки, передбачені для обігрівальних або охолоджувальних сорочок посудин та апаратів.							

Таблиця Г.2 – Основні розміри і параметри конічних відбортованих днищ із внутрішніми базовими розмірами та кутом при вершині 90°

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
400	232	80		3	0,27	0,016	6,5
				4			8,7
				6			13,3
				8			17,9
				10			22,6
(450)	257		30	3	0,32	0,021	7,8
				4			10,4
				6			15,8
				8			21,3
				10			26,9
500	282		40	3	0,38	0,028	9,1
				4			12,2
				6			18,5
				8			24,9
				10			33,0
(550)	307	30	4	0,44	0,036	14,2	
			6			21,5	
			8			28,9	

## Продовження таблиці Г.2

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг	
(550)	307	80	40	10	0,46	0,039	38,1	
600	332		30	4	6	0,51	0,046	16,3
				6				24,6
				8				33,1
40	10		0,53	0,048	43,5			
					12	52,6		
(650)	357		30	4	6	0,58	0,056	18,5
				6				28,0
				8				37,5
40	10		0,60	0,062	49,3			
					12	59,6		
700	382		30	4	6	0,65	0,069	20,9
		6		31,6				
		40	8	0,68	0,073	44,0		
			10			55,5		
50	12	0,70	0,076	69,4				
				14				
800	466	30	4	6	1,00	0,115	31,7	
			6				47,9	
		40	8	1,03	0,120	66,2		
			10			83,3		
50	12	1,06	0,125	103,4				
				14	121,4			
900	516	30	4	6	1,20	0,156	38,1	
			6				57,5	
		40	8	1,23	0,162	79,1		
			10			102,2		
		50	12	1,26	0,169	123,3		
14	148,4							
1000	566	30	4	6	1,42	0,206	45,0	
			6				69,6	
		40	8	1,45	0,214	93,3		
			10			120,1		
		50	12	1,49	0,222	144,8		
						14	173,9	
		60	16	1,53	0,229	199,7		
						18		
(1100)	616	40	6	8	1,69	0,275	81,0	
			8				108,6	

Продовження таблиці Г.2

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
(1100)	616	160	50	10	1,73	0,284	139,5
			60	12	1,77	0,294	171,9
				14			201,4
70	16		1,81	0,303	236,4		
1200	666		40	6	1,95	0,346	93,3
			50	8	1,99	0,357	127,6
				10			160,2
			60	12	2,04	0,368	197,2
				14			231,0
			70	16	2,08	0,380	270,6
18	305,7						
(1300)	716		40	6	2,23	0,428	106,5
			50	8	2,28	0,441	145,4
				10			182,5
			60	12	2,32	0,454	224,2
		70	14	2,37	0,468	267,7	
			16			307,2	
80	18	2,41	0,481	353,6			
20	394,4						
1400	766	50	6	2,58	0,537	122,8	
		8	164,3				
		60	10	2,62	0,553	210,0	
			12			252,9	
		70	14	2,67	0,568	301,6	
			16			346,0	
80	18	2,72	0,584	397,8			
20	443,6						
(1500)	816	50	6	2,89	0,646	137,8	
		8	184,4				
		60	10	2,94	0,664	235,4	
			12			283,5	
		70	14	2,99	0,682	337,6	
		80	16	3,05	0,699	393,8	
18	444,6						
100	20	3,68	0,903	512,5			
	22			565,6			
1600	882	200	50	6	3,40	0,802	161,8

## Продовження таблиці Г.2

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_l$	$S_l$	Внутрішня поверхня $F$ , $m^2$	Об'єм $V$ , $dm^3$	Маса, кг		
1600	882	200	50	8	3,40	0,802	216,4		
			60	10	3,45	0,822	275,8		
			70	12	3,51	0,843	337,3		
				14			394,8		
			80	16	3,57	0,863	459,9		
				18			519,0		
			100	20	3,68	0,903	596,6		
22	658,4								
25	751,7								
(1700)	932		200	50	6	3,76	0,944	178,9	
					8			239,4	
				60	10	3,82	0,966	304,8	
					70	12	3,88	0,969	372,4
				14		435,8			
				80	16	3,94	1,012	507,2	
				100	18	4,06	1,057	589,4	
1800	982			200	50	6	4,14	1,100	197,0
						8			267,4
					60	10	4,20	1,126	335,2
						12			409,3
		70			14	4,26	1,151	485,8	
					16			556,8	
		100			18	4,45	1,228	646,1	
20	719,9								
22	794,2								
25	906,5								
(1900)	1032	200			50	6	4,54	1,273	215,9
						8			292,8
					60	10	4,61	1,302	367,1
			12			447,8			
			70		14	4,67	1,330	531,1	
					16			608,7	
			80		18	4,74	1,358	705,4	
100	20		4,87		1,415	705,4			
	22					794,2			
	25					906,5			
2000	1082		200	50	6	4,96	1,463	235,8	
					8			319,4	
				70	10	5,09	1,526	405,7	
					12			488,1	

Продовження таблиці Г.2

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг		
2000	1082	200	80	14	5,16	1,557	578,5		
			100	16	5,30	1,620	680,2		
				18			767,3		
				20			854,8		
				22			942,8		
			120	25	5,44	1,683	1103,2		
				28			1240,4		
			120	30	5,44	1,683	1332,4		
			2200	1182	60	8	5,92	1,935	376,1
					70	10	6,00	1,973	477,1
80	12				6,07	2,011	580,9		
	14						679,4		
100	16				6,22	2,087	797,1		
	18						898,9		
	20						1001,3		
120	22				6,37	2,163	1130,3		
	25						1289,1		
	28						1448,9		
	30						1556,2		
2400	1282				60	8	6,90	2,454	437,4
					70	10	6,97	2,499	554,3
					80	12	7,06	3,544	674,2
			100	14	7,21	2,635	805,9		
				16			923,2		
				18			1041,0		
			120	20	7,38	2,725	1184,8		
				22			1306,3		
				25			1489,4		
				28			1673,7		
			2500	1332	60	8	7,41	2,745	469,8
		70			10	7,49	2,794	595,0	
		80			12	7,57	2,843	723,4	
		100			14	7,74	2,941	864,1	
16	989,8								
18	1115,9								
120	22	7,90			3,039	1269,1			
	25					1399,0			

## Закінчення таблиці Г.2

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_l$	$S_l$	Внутрішня поверхня $F, \text{ м}^2$	Об'єм $V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
2500	1332	200	120	28	7,90	3,039	1595,0
2600	1382		70	8	8,03	3,110	508,7
			80	10	8,11	3,163	643,9
				12			774,4
			100	14	8,28	3,269	924,3
				16			1058,6
				18			1193,5
			120	20	8,45	3,375	1356,2
				22			1495,0
2800	1482		70	8	9,15	3,812	579,6
			80	10	9,24	3,874	733,2
			100	12	9,42	3,997	898,8
				14			1050,7
				16			1203,2
			120	18	9,61	4,120	1382,5
				20			1539,2
				22			1696,5
3000	1582		80	10	10,44	4,683	828,2
			100	12	10,64	4,824	1014,0
				14			1185,2
		16		1357,1			
120	18	10,84	4,965	1557,5			
3200	1704	80	10	12,13	5,762	960,8	
		100	12	12,34	5,923	1174,7	
			14			1372,9	
			16			1571,8	
		120	18	12,55	6,084	1801,3	
		3400	1804	100	10	13,72	6,989
12	1305,9						
14	1526,1						
120	16			13,95	7,170	1775,0	
	18	2000,2					
3600	1904	100	12	15,18	8,175	1444,0	
			14			1687,4	
		120	16	15,42	8,378	1960,9	
			18			2209,5	

Закінчення таблиці Г.2

Розміри в міліметрах

$D$	$H$	$r$	$h_I$	$S_I$	Внутрішня поверхня $F$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $V$ , дм <sup>3</sup>	Маса, кг
3800	2004	250	100	12	16,72	9,486	1589,1
			120	14	16,96	9,713	1883,8
				16			2156,1
				18			2429,3
4000	2104		100	12	18,32	10,930	1741,2
			120	14	18,58	11,181	2062,5

Приклад умовного позначення днища з кутом при вершині 90°, внутрішнім діаметром  $D = 2000$  мм і товщиною стінки  $S = 10$  мм

***Днище 90-2000-10 ГОСТ 12619-78.***



Додаток Д  
Плоскі днища

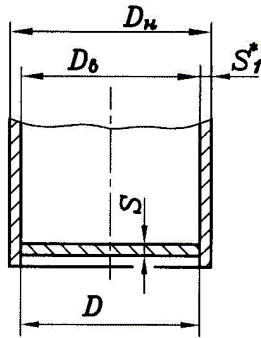


Рисунок Д.1 – Плоске невідбортоване днище для роботи під тиском і під налив

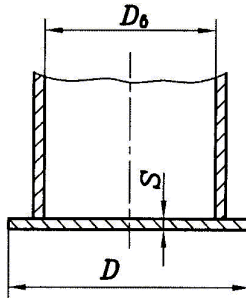


Рисунок Д.2 – Плоске невідбортоване днище для роботи лише під налив

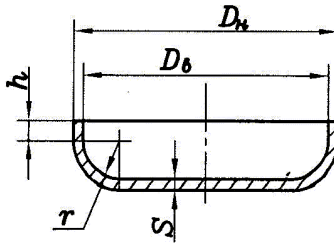


Рисунок Д.3 – Плоске відбортоване днище для роботи під налив

Таблиця Д.1 – Розміри і маси плоских невідбортованих днищ для роботи під тиском і під налив

Розміри в міліметрах

$D_n$	$D_6$	$S_1$	$D$	$S$										
				4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
				Маса, кг										
133	–	5	119	0,35	0,52	0,70	0,87	1,05	1,22	1,39	1,57	1,75	1,92	2,18
159		6	143	0,50	0,76	1,00	1,26	1,51	1,76	2,02	2,27	2,52	2,77	3,15
168			152	0,57	0,85	1,14	1,42	1,70	1,99	2,28	2,56	2,85	3,13	3,56
219		7	203	1,02	1,52	2,03	2,54	3,03	3,56	4,06	4,57	5,08	5,59	6,35
273			255	1,60	2,40	3,21	4,00	4,81	5,61	6,41	7,22	8,02	8,82	10,02
325			8	305	2,30	3,44	4,59	5,74	6,88	8,03	9,18	10,32	11,47	12,62
377		9	355	3,10	4,64	6,18	7,73	9,27	10,82	12,36	13,90	15,45	17,00	19,32
–	400	–	396	3,87	5,80	7,34	9,67	11,60	13,54	13,47	17,40	19,34	21,27	24,17
426	–	10	402	4,00	5,98	7,97	9,96	11,96	13,95	15,94	17,93	19,93	21,92	24,91
480			456	5,13	7,69	10,26	12,82	15,38	17,95	20,51	23,08	25,64	28,20	32,05
–	500	–	496	6,07	9,10	12,13	15,17	18,20	21,24	24,65	27,30	30,34	33,36	37,92

Примітки:

1 Для труб із товщиною стінки, не указаній в таблиці, діаметр  $D$  і маса днища повинні коректуватися з врахуванням зазору 2 мм між стінкою корпусу та днища.

2 Відхилення маси днища повинно бути в межах  $\pm 3\%$ .

Приклад умовного позначення днища діаметром  $D = 400$  мм і товщиною стінки  $S = 8$  мм

**Днище 400-8 ГОСТ 12623-78.**

Таблиця Д.2 – Розміри і маси плоских невідбортованих днищ для роботи під налив

Розміри в міліметрах

$D_г$	$D$	$S$									
		3	4	6	8	10	12	14	16	20	25
Маса, кг											
400	430	3,4	4,6	6,8	-	-	-	-	-	-	-
500	530	5,2	6,9	10,4							
600	630	-	9,8	14,7							
700	740		13,5	20,3	27,0	33,8					
800	840		17,4	26,4	34,8	43,5					
900	940		21,8	32,7	43,6	54,5	65,4				
1000	1040		26,5	40,0	53,3	66,7	79,9				
1200	1240		37,9	56,9	75,8	94,8	113,7				
1400	1440		51,1	76,7	102,2	127,8	153,3				
1600	1640		66,3	99,6	132,6	165,7	198,9				
1800	1840		83,5	125,2	166,9	208,6	250,4	292,1			
2000	2040		102,6	153,9	205,2	256,5	307,8	359,1			
2200	2250		-	187,3	249,7	312,0	374,6	437,0	499,4		
2400	2450			222,0	296,0	370,0	443,9	518,0	592,0		
2500	2550			240,4	320,7	400,9	481,0	561,2	641,4		
2600	2650			259,4	346,2	432,7	519,3	605,9	692,4		
2800	2850			300,3	400,4	500,5	600,6	700,7	800,8		
3000	3060	346,2		461,6	577,0	692,4	808,2	923,2			

Закінчення таблиці Д.2

Розміри в міліметрах

$D_6$	$D$	$S$											
		3	4	6	8	10	12	14	16	20	25		
Маса, кг													
3200	3260	-	-	393,0	524,0	655,0	786,0	917,3	1041,4	-	-		
3400	3460			442,6	590,0	737,6	885,1	0133,4	1180,9				
3600	3660			495,4	660,5	825,7	990,8	1156,2	1320,8	1650,9			
3800	3860			550,8	734,5	918,1	1101,7	1286,0	1469,0	1836,3			
4000	4060			609,3	812,4	1015,4	1218,6	1422,0	1625,2	2031,5			
4500	4560			-	-	1025,1	1281,3	1537,6	1794,0	2050,2		2562,7	3203,4
5000	5060					1262,2	1577,8	1893,3	2208,9	2524,4		3155,5	3944,4
5600	5660					1579,3	1974,1	2369,0	2763,8	3988,2		3948,2	4935,3

Приклад умовного позначення днища діаметром  $D = 2040\text{мм}$  товщиною стінки  $S = 8\text{мм}$ :

***Днище 2040-8 ГОСТ 12623-78***

Таблиця Д.3 – Розміри і параметри плоских відбортованих днищ з базовим зовнішнім діаметром

Розміри в міліметрах

$D_H$	$h$	$r$	$S$											
			4			6			8					
			$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ м}^3$	Маса, кг	$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ м}^3$	Маса, кг	$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ м}^3$	Маса, кг			
219	25	30	0,06	0,002	2,1	0,06	0,002	3,1	-	-	-			
273			0,09	0,003	2,9	0,09	0,003	4,3						
325			0,12	0,004	3,9	0,12	0,004	5,0						
377			0,16	0,006	5,0	0,16	0,006	7,4						
426			0,19	0,008	6,2	0,19	0,007	9,2						
480			0,24	0,010	7,6	0,24	0,009	11,4						
530			0,28	0,012	9,0	0,28	0,011	13,5						
630			0,38	0,016	12,3	0,38	0,016	18,5						
720			0,49	0,022	15,6	0,49	0,021	23,5						
820			30	30	0,64	0,030	20,3	0,63				0,030	30,3	0,94
920	0,79	0,039			25,0	0,78	0,038	37,5						
1020	0,95	0,048			30,3	0,95	0,047	45,3						
1120	-	-			-	1,13	0,057	53,9	1,11	0,057	71,7			
1220	-	-			-	1,32	0,068	63,2	1,31	0,068	84,2			
1320	-	-			-	1,54	0,080	73,3	1,53	0,079	97,6			
1420	-	-	-	1,76	0,093	84,1	1,75	0,092	111,9					

Примітка –  $F$  – внутрішня поверхня днища,  $V$  – об'єм днища.

Приклад умовного позначення днища діаметром  $D_H = 630 \text{ мм}$  з товщиною стінки  $S = 6 \text{ мм}$

**Днище 630-6 ГОСТ 12622-78**

Таблиця Д.4 – Розміри і параметри плоских відбортованих днищ з базовим з внутрішнім діаметром

Розміри в мм

$D_e$	$h$	$r$	$S$					$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ м}^3$		
			4	6	8	10	12				
			Маса, кг								
400	25	30	5,7	8,7	-	-	-	0,18	0,007		
500			8,4	12,7				0,26	0,010		
600			11,6	17,5				0,36	0,015		
700			15,2	23,0				0,48	0,021		
800			19,7	29,8				0,62	0,030		
900			24,4	37,1				0,77	0,038		
1000			29,6	44,7				0,93	0,046		
1200	30	30	62,5	83,7	-	-	-	1,30	0,067		
1400			83,5	111,4				1,75	0,091		
1600			106,9	143,1				2,95	0,120		
1800			133,6	178,7				2,80	0,152		
2000			163,2	218,3				3,43	0,187		
2200			-	261,3				328,1	4,12	0,227	
2400				309,3				387,5	4,88	0,270	
2500				334,5				419,1	5,28	0,293	
2600				360,7				451,9	5,69	0,317	
2800				416,0				521,1	6,57	0,368	
3000				475,3				595,3	7,50	0,422	
3200				538,5				674,5	810,9	8,51	0,500
3400				758,5				911,5	9,58	0,565	
3600	-	847,5	1018,7	10,70	0,633						
3800		941,4	1131,5	11,90	0,706						

Примітка –  $F$  – внутрішня поверхня днища,  $V$  – об'єм днища.

Приклад умовного позначення днища діаметром  $D_e = 1600\text{мм}$  і товщиною стінки  $S = 8\text{ мм}$

**Днище 1600-8 ГОСТ 12622-78**

Навчальне видання

КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК  
СТАЛЕВИХ ЗВАРНИХ ПОСУДИН ТА АПАРАТІВ.  
ОБИЧАЙКИ ТА ДНИЩА

Укладачі:

Барвін Олександр Іванович  
Генкіна Ірина Михайлівна  
Іванченко Віктор Васильович  
Тараненко Геннадій Володимирович  
Штонда Юрій Миколайович

Техн. редактор	Т.М. Дроговоз
Редактор	В.В. Іванченко
Оригінал-макет	Ю.М. Штонда

Підписано до друку \_\_\_\_\_  
Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub> Папір типограф. Гарнітура Times/  
Печать офсетна. Умов. друк. арк. \_\_\_\_\_. Облік. -видавн. арк. \_\_\_\_\_  
Тираж \_\_\_\_\_ екз. Вид. № \_\_\_\_\_. Замовл. № \_\_\_\_\_. Ціна договірна.

Видавництво Східноукраїнського національного  
університету імені Володимира Даля

Адреса видавництва: м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а  
Телефон: 8(0642)41-34-12, факс.8(0642)41-31-60