

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і торгівлі
Імені Михайла Туган-Барановського
Навчально-науковий інститут ресторанно-готельного бізнесу та туризму
Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

ДОПУСКАЮ ДО ЗАХИСТУ
Гарант освітньої програми
«Галузеве машинобудування»
_____ Цвіркун Л.О.
« ___ » _____ 2021 року

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**
на здобуття ступеня вищої освіти «Бакалавр»
зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
за освітньою програмою «Галузеве машинобудування»

**на тему: «РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВАКУУМ-ВИПАРНОЇ
УСТАНОВКИ ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ТИПУ ДЛЯ ЗГУЩЕННЯ МОЛОКА»**

Виконав:

здобувач вищої освіти: Куценко Ганна Олександрівна _____
(прізвище ім'я, по-батькові) (підпис)

Керівник: професор, д.т.н., професор Хорольский В. П. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у кваліфікаційній
роботі немає, запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань
Здобувач вищої освіти _____
(підпис)

Кривий Ріг
2021

ЗМІСТ

Вступ.....	
1 Теоретичні основи дослідження випарної установки та її аналіз	
1.1 Способи і методи згущення	
1.2 Огляд конструкцій вакуумно-випарних апаратів.....	
1.3 Порівняльний аналіз конструкцій вакуумно-випарного апарату з діючими аналогами.....	
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ЗГУЩЕННЯ.....	
2.1 Моделювання процесів згущення молока	
2.2 Модель технологічного розрахунку режимів згущення молока	
ВИСНОВКИ.....	
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	
Додаток А	
Додаток Б	

Вступ

Молоко — продукт з обмеженим терміном зберігання, оскільки є сприятливим середовищем для розвитку мікроорганізмів і швидко псується. Крім того, отримання молока має сезонний характер, що не завжди дає можливість вживати його у свіжому вигляді. Тому для забезпечення потреб людей у цьому продукті деяку його частину консервують.

Склад молочних консервів нагадує склад сировини - молока чи вершків, з якої вони виготовлені, але хімічні речовини в них більш концентровані, ніж у молоці і вершках. У молочних консервах містяться вітаміни (водо- і жиророзчинні), мінеральні речовини, особливо багато кальцію і фосфору.

Молочні консерви мають широке застосування. Вони незамінні в експедиціях, туристичних походах, у військових частинах. Їх використовують для приготування відновлених молока і вершків, кави, какао; в кондитерській, хлібопекарській, макаронній та інших галузях харчової промисловості. Молочні консерви дуже добре зберігаються і транспортуються.

Мета роботи полягає в керуванні обладнанням для виробництва згущеного молока: зокрема, в дотриманні температурних режимів з метою отримання вихідної продукції високої якості.

Завдання роботи виходить з мети роботи та полягає в підтриманні з потрібною точністю певних технологічних параметрів.

Об'єкт дослідження: технологічний процес виробництва згущеного молока.

Предмет дослідження: обладнання для виготовлення згущеного молока.

1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ ТА ЇЇ АНАЛІЗ

1.1 Способи і методи згущення

Консервування — це процес припинення життєдіяльності мікрофлори, яка спричиняє псування продуктів та гальмує біохімічні процеси, що відбуваються у них під дією ферментів. Консервовані продукти набувають здатності зберігатися тривалий час і не змінювати свої властивості: харчову і біологічну цінність, смак, зовнішній вигляд. Протягом терміну придатності до зберігання в консервах не відбувається суттєвих перетворень білків, жирів, вуглеводів та інших складових компонентів. Основні технологічні прийоми консервування харчових продуктів спрямовані на видалення, пригнічення або знищення мікроорганізмів та ферментів [15].

В основу консервування харчових продуктів покладено чотири принципи: біоз, ценоанабіоз, абіоз, анабіоз [15].

Біоз (принцип життя) ґрунтується на підтриманні природного імунітету живих організмів, їх здатності чинити опір розвитку мікроорганізмів. Принцип біозу використовують для зберігання свіжого сирого молока в стані бактерицидної фази (у разі його охолодження).

Для тривалого зберігання молочних продуктів біоз не використовують. Принцип біозу у молочноконсервній галузі застосовується не як самостійний засіб консервування, а як спосіб тимчасового зберігання молока-сировини.

Ценоанабіоз — принцип консервування, який полягає у заміні природної мікрофлори молока-сировини на іншу — промислово цінну з необхідними властивостями. У продукт вводять заквашувальні культури, вони здатні накопичувати такі хімічні речовини, які пригнічують розвиток мікроорганізмів, що спричиняють псування. У молочній промисловості ценоанабіоз використовують у технологіях виробництва кисломолочних продуктів і твердих сирів.

Виготовлення молочних консервів ґрунтується на принципах абіозу та

анабіозу.

Принцип абіозу (відсутності життя) полягає у цілковитому знищенні мікроорганізмів і ферментів, що містяться у консервах. В таких системах мікробіологічні та біохімічні процеси припиняються, а продукти зберігаються досить довго за умови не допущення потрапляння у них мікроорганізмів. Цей принцип досягається різною фізико-хімічною та механічною дією.

Абіоз можна забезпечити такими фізико-хімічними способами оброблення, як стерилізація, знезаражування ультрафіолетовими променями, ультракороткими хвилями та хімічними речовинами. У молочноконсервній галузі основним фізико-хімічним способом забезпечення абіозу є теплова стерилізація. Консервування молока стерилізацією ґрунтується на високотемпературному обробленні молочних сумішей, яке забезпечує відповідність продукту вимогам промислової стерильності. Саме на тепловій стерилізації ґрунтується виробництво згущеного стерилізованого молока без цукру. Дія високих температур сприяє знищенню мікробних клітин у результаті незворотних змін протоплазми та інактивації ферментів. У процесі стерилізації знищуються не тільки вегетативні, а й спорові форми, патогенні і токсичні мікроорганізми.

Консервування за принципом анабіозу (пригніченого або прихованого життя) ґрунтується на пригніченні бактеріальних процесів хімічними чи фізичними засобами. При цьому систему за допомогою різних зовнішніх факторів переводять у стан анабіозу, тобто для запобігання псуванню гальмують мікробіологічні і біохімічні процеси.

До хімічних засобів досягнення анабіозу належать:

- ацидоанабіоз — зниження рН середовища — застосовується у виробництві кисломолочних продуктів, коли розвиток молочнокислої мікрофлори спричиняє утворення молочної кислоти, зниження активної кислотності, а відтак і пригнічення життєдіяльності дріжджів і плісняви;
- наркоанабіоз — дія на мікроорганізми певних речовин: діоксиду вуглецю, азоту. У середовищі інертних газів фасують і зберігають сухе молоко, сухі дитячі молочні суміші.

До фізичних засобів анабіозу належать:

- психроанабіоз, або охолодження — зниження температури до 2—10 °С.

За таких умов зменшується активність мікрофлори і ферментів молока;

- кріоанабіоз, або заморожування. Гальмування біохімічних процесів у замороженому стані зумовлене зміною фазового стану води. При заморожуванні молекули води наближаються одна до одної, стає слабким броунівський рух, починається кристалоутворення, підвищується стійкість продукту до мікробного псування;
- осмоанабіоз — штучне підвищення осмотичного тиску;
- ксероанабіоз — видалення з продукту частини вологи, в результаті чого гальмується інтенсивність мікробіологічних і ферментних процесів.

Спочатку підібране за якістю, а також очищене молоко нормалізується по масовій частці жиру і сухого знежиреного молочного залишку. Нормалізація молока здійснюється з метою отримання в молочних продуктах необхідного співвідношення між складовими частинами сухої речовини. При цьому співвідношення масових часток двох будь-яких складових частин сухої речовини в нормалізованій суміші і в готовому продукті повинні бути однаковими.

Нормалізовану суміш перед пастеризацією обов'язково перевіряють на термостійкість, так як при виробництві стерилізованих консервів молоко піддається впливу високих температур і при його низькій термостійкості може відбуватися згортання, згущення і утворення пластівців у готовому продукті.

Термостійкість молока в значній мірі залежить від його хімічного складу і, особливо, від рівноваги сольового складу. Підвищення термостійкості молока досягається внесенням солей-стабілізаторів. Їх додають в пастеризовану суміш або безпосередньо в згущене молоко.

Сприяє підвищенню термостійкості молока також режим пастеризації перед згущенням, який забезпечує найбільш повну денатурацію сироваткових білків.

Залежно від застосовуваного обладнання молоко пастеризують наступним чином: нагрівають в потоці при температурі (88 ± 2) °С, потім при температурі (125 ± 5) °С з витримкою 30 с з наступним зниженням температури до (86 ± 2) °С шляхом самовипаровування у вакуумній камері або послідовно нагрівають у чотирьох підігрівальнях вакуум-випарної установки до температури (88 ± 5) °С,

потім у високотемпературному підігрівачі до температури (120 ± 5) °С з подальшим зниженням температури до 105 °С у вакуумній камері. Залежно від типу застосовуваної вакуум-випарної установки молоко згущується до масової частки сухих речовин (25...28) %.

Згущення молока закінчують після досягнення ним щільності (1061...1063) кг/м³ (при 20 °С) при виробництві згущеного стерилізованого молока і (1066...1068) кг/м³ при виробництві концентрованого молока. Згущене молоко гомогенізують на двоступеневих гомогенізаторах при температурі (74 ± 2) °С і загальному тиску $(18\pm 1,0)$ МПа.

Доцільність застосування двоступеневого гомогенізатора обумовлена необхідністю поступового підвищення тиску, так як гомогенізація при високому тиску знижує термостійкість молока. Після гомогенізації молоко охолоджують до температури (4 ± 2) °С.

В охолоджене згущене молоко вносять солістабілізатори для відновлення порушеного при пастеризації і згущуванні балансу солей. Таким чином, необхідне обладнання для згущення молока представляє собою однокорпусну вакуум-випарну установку періодичної дії.

В вакуум-випарну установку надходять пастеризоване молоко при температурі С і цукровий сироп. При досягненні заданої концентрації сухих речовин готовий^о(90...95) продукт випускається з установки. Суміш молока і сиропу в калоризаторі підігрівається сумішшю первинної і вторинної пари, які надходять із термокомпресора.

Вакуум створюється ежекторами і двома конденсаторами – головним і проміжним.

Автоматизація процесу згущення молока в вакуум-випарній установці передбачає наступне:

- контроль рівня заповнення вакуум-випарної установки;
- контроль температури води на виході із проміжного конденсатора;
- контроль температури в проміжному конденсаторі і в калоризаторі;
- контроль температури води на виході із головного конденсатора;

- контроль вторинного пара;
- контроль і сигналізацію вологості згущеного молока;
- сигналізацію спустошення вакуум-апарата;
- сигналізацію падіння тиску води на виході із головного конденсатора;
- автоматичне гасіння піни в вакуум-випарній установці.

В вакуум-випарній установці можна виділити декілька основних контурів контролю технологічних параметрів: концентрації згущеного молока на виході із установки, рівня згущеного молока в корпусах вакуум-апаратів, рівня вакууму в установці, тиску пари (яка надходить в установку) тощо.

Вихідним (регульованим) параметром основного контуру контролю вакуум-випарної установки є концентрація сухих речовин у згущеному молоці на виході з неї. Вхідними (регулюючими) параметрами вакуум-випарної установки можуть бути витрати молока (яке надходить), тиск пари в термокомпресорі, витрата згущеного молока на виході з неї тощо.

Стабілізація рівня молока в корпусах вакуум-апаратів може досягатися регулюванням витрати молока (яке надходить в установку) або зміною витрати згущеного молока на виході з неї.

Зокрема, рівень молока буде представляти собою вихідну величину об'єкта контролю, а витрата молока (яке надходить) і витрата згущеного молока будуть представляти собою вхідні величини об'єкта контролю.

1.2 Огляд конструкцій вакуумно-випарних апаратів

Випарний апарат повинен відповідати ряду вимог: бути простим, компактним, надійним в експлуатації; мати високу продуктивність; допускати можливо більші напруги поверхні нагріву і високі коефіцієнти теплопередачі при мінімальній вазі і вартості.

Різноманітність конструкцій випарних апаратів ускладнює їх класифікацію. Так, випарні апарати можуть підрозділятися в залежності:

- від розташування і виду поверхні нагріву;
- конфігурації поверхні нагріву;

- компоновки поверхні нагріву;
- роду теплоносія;
- взаємного розташування робочих середовищ;
- кратності і режиму циркуляції.

По методу випаровування випарні установки бувають

- поверхневого типу, в яких розчин контактує з поверхнею теплообміну;
- контактного типу, в яких нагрівання здійснюється без розділяючої поверхні теплообміну;
- адіабатного випаровування.

Розглянемо найпоширеніші в промисловості конструкції випарних апаратів.

1) Випарний апарат з центральною циркуляційною трубою (рис. 1.1) має нагрівальну камеру, що складається з корпусу 1 з кип'ятильними трубками 2 і центральною циркуляційною трубою 3 великого діаметру, закріпленими в трубних решітках. Гріюча пара подається в міжтрубний простір, конденсується і відводиться з апарату у вигляді конденсату. Початковий упарюваний розчин безперервно подається зверху, а упарений розчин також безперервно віддаляється через штуцер, що знаходиться в днищі апарату, або через ліхтар 7, який призначений для підтримки постійного рівня в апараті.

У ньому за допомогою труби 6 підтримується той же тиск, що і в сепараторі 5. Паротворення усередині центральної труби значно менше, ніж в кип'ятильних трубах, оскільки на одиницю об'єму рідини в ній доводиться менша теплопередавальна поверхня.

Внаслідок цього густина паро-рідинної емульсії (практично рідини) в центральній трубці більше, ніж в кип'ятильних трубах. Це викликає природну циркуляцію : гідростатичним тиском стовпа рідини в циркуляційній трубці розчин передавлюється в кип'ятильні трубки, підіймається по них вгору, частково випаровується і, звільнений вгорі від пари, повертається вниз по центральній трубці. Пара, що утворюється, віддаляється у верхній частині апарату, пройшовши заздалегідь через краплеловлювач 4.

Недоліком даного апарату є жорстка конструкція гріючої камери, що не має температурної компенсації. Апарати можуть бути використані тільки для упарювання розчинів, що не кристалізуються, оскільки інакше в трубах можуть утворюватися кристалічні пробки.

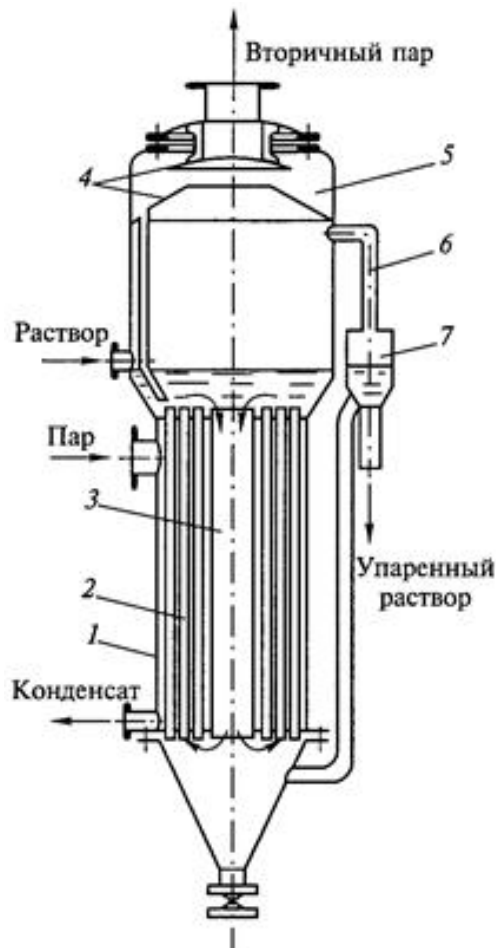


Рис. 1.1. Схема випарного апарату з центральною циркуляційною трубою:

1 — корпус; 2 — кип'ятильні трубки; 3 — циркуляційна труба; 4 — краплевловлювач; 5 — сепаратор; 6 — труба; 7 — ліхтар

Випарний апарат з підвісною гріючою камерою (рис. 1.2) складається з гріючої камери 4, яка вільно підвішується усередині корпусу 5, спираючись на лапи 6. Гріюча пара подається в міжтрубний простір нагрівальної камери по трубці 3, конденсат віддаляється по трубці 7. Вторинна пара, що утворюється, проходить простір сепарації над гріючими трубками і далі інерційний краплевловлювач 1, з якого уловлена рідина стікає вниз по трубці 2.

Принцип циркуляції тут той же: малоемульгований розчин через велику густину опускається вниз по кільцевому простору між корпусом

апарату і нагрівальною камерою, передаваючи вгору легшу парорідинну емульсію, що постійно утворюється в трубках.

Завдяки більшому перетину кільцевого каналу гідравлічний опір циркуляційного контуру тут менше, слідством чого є збільшення швидкості циркуляції.

Проте апарати даного типу володіють дещо більшою матеріаломісткістю, ніж з центральною циркуляційною трубою. У них також не можна обробляти високов'язкі і розчини, що кристалізуються.

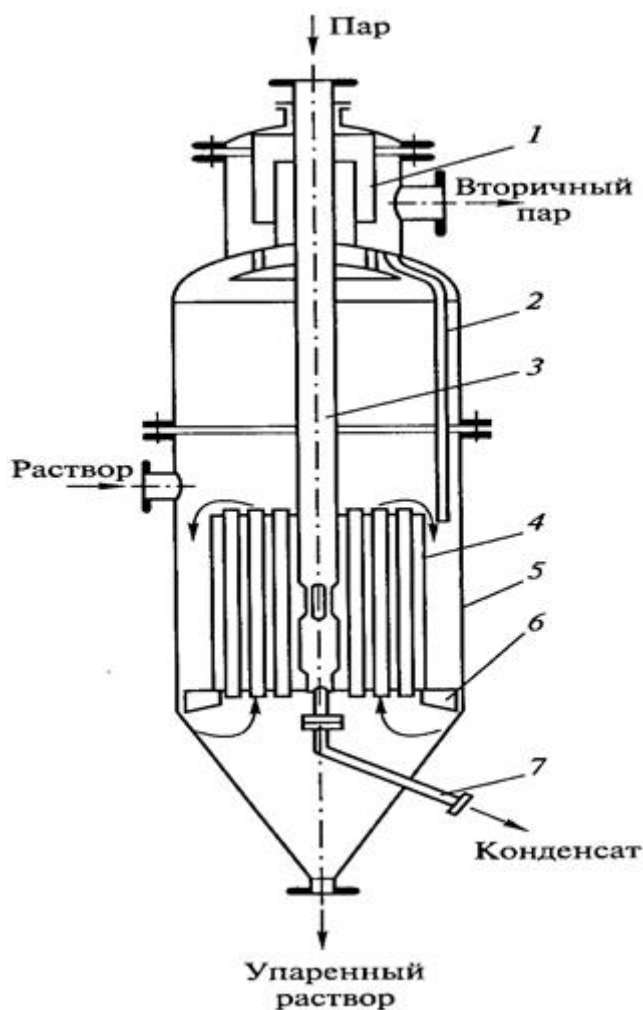


Рис. 1.2 Схема випарного апарату з підвісною гріючою камерою:

1 — краплеловлювач; 2 — труба для стікання уловленої рідини; 3 — труба для подачі гріючої пари; 4 — гріюча камера; 5 — корпус; 6 — лапа; 7 — труба для видалення конденсату

Випарний апарат з винесеною гріючою камерою (рис. 1.3) складається з нагрівальної камери (кип'ятильника) 2 і сепаратора б, сполучених між собою патрубком 3 і циркуляційною трубою 8. Через цю трубу більша частина концентрованого повертається назад в нижню частину кип'ятильника, змішуючись з початковим розчином, який подається через патрубок 1. Частина концентрованого відводиться з сепаратора у вигляді готового продукту через патрубок 7. Вторинна пара, пройшовши бризковловлювач 5, віддаляється з сепаратора через верхній патрубок 4.

Висота трубок в таких апаратах складає 5 ...7 м. Перетин циркуляційної труби рівний або більше площі поперечного перетину всіх кип'ятільних трубок. Следствием великої рушійної сили циркуляції (різниці тиску стовпа суцільної, некиплячої рідини в циркуляційній трубі 8 і парорідинної емульсії усередині кип'ятільних трубок) при невеликому гідравлічному опорі циркуляційного контуру є значна швидкість циркуляції (до 1,5 м/с).

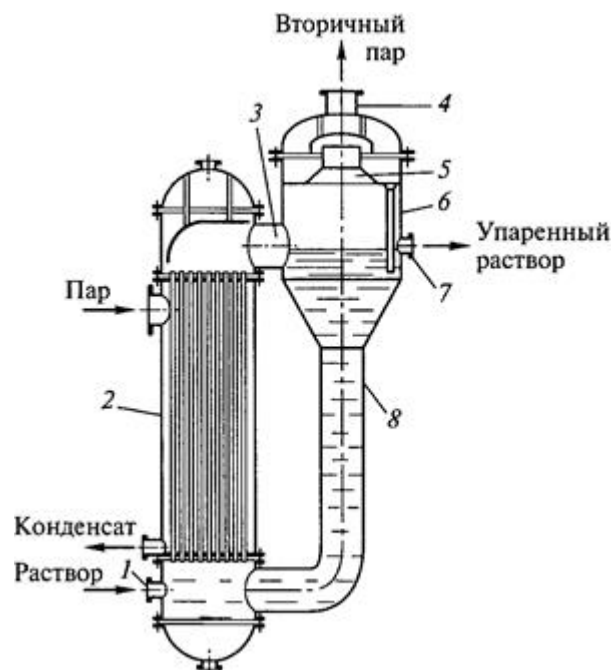


Рис. 1.3. Схема випарного апарата з винесеною гріючою камерою:

1, 7 — патрубки; 2 — нагрівальна камера; 3, 4 — патрубки; 5 — бризковловлювач; 6 — сепаратор; 8 — циркуляційна труба

Випарний апарат з винесеною зоною кипіння (рис. 1.4) застосовують для розділення на розчинник і розчинену речовину. В цих умовах речовина часто випадає із у вигляді кристалів. У таких випадках звичайно застосовуються апарати з виносною нагрівальною камерою і винесеною зоною кипіння. Нагрівальна камера 1 сполучена з сепаратором 2 трубою 3. Рівень рідини в сепараторі підтримується на лінії верхнього обріза труби 3, що досягається відбором суспензії через ліхтар 4. У нагрівальних трубках розчин випробовує додатковий тиск стовпа рідини, що знаходиться в трубі 3. Висота підйомної труби, тобто гідростатичний тиск стовпа рідини, підбирається таким, щоб в нагрівальних трубках відбувався тільки нагрів. Інтенсивне паротворення починається лише під час переходу в підйомну трубу і сепаратор. Різниця тиску стовпа рідини в сепараторі і парорідинної емульсії в підйомній трубі забезпечує природну циркуляцію. Щоб зменшити опір циркуляційного контуру, відношення перетину підйомної труби до перетину гріючих трубок приймають (з урахуванням збільшення об'єму парорідинної емульсії, що утворюється) рівним 1,5 ... 2,0.

Залежно від довжини трубок, різниці температур пари і рідини, а також тиску в сепараторі швидкість циркуляції в трубках коливається в межах 1,2 ... 2,0 м/с.

Велика швидкість циркуляції, винесення зони кипіння з гріючих трубок і підтримка постійної кількості кристалів в циркулюючій суспензії (не менше 5 ... 10 %) у багатьох випадках запобігають утворенню накипу і кристалів на гріючих трубках.

Швидкість циркуляції в цих апаратах обмежена. Для підтримки великих швидкостей циркуляції необхідна значна різниця температур гріючої пари і (до 20 ... 25 °С). Тому в них не завжди можна запобігти утворенню накипу і кристалів.

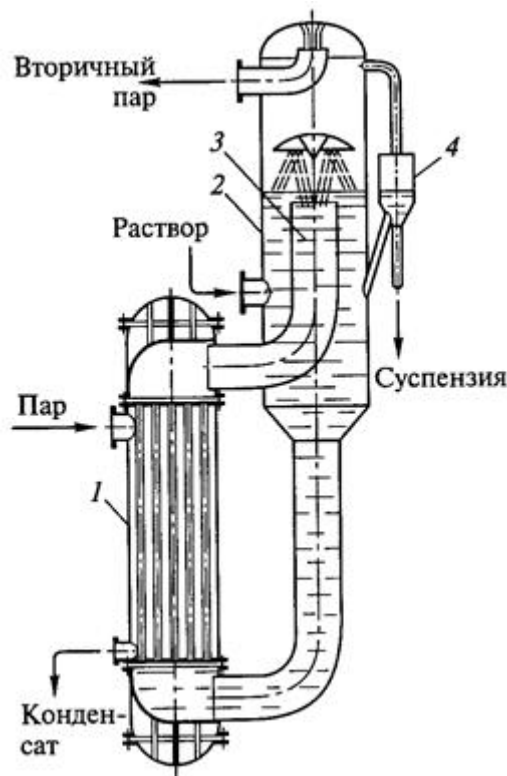


Рис. 1.4. Схема випарного апарату з винесеною зоною кипіння:

1 —нагрівальна камера; 2 — сепаратор; 3 — труба; 4 — ліхтар

Випарний апарат з примусовою циркуляцією (рис. 1.5) застосовують для створення великих швидкостей руху упарюваного щодо теплопередавальної поверхні. Найчастіше в цьому випадку використовуються апарати з виносною грючою камерою. Розчин прокачується через нагрівальну камеру 1, сепаратор 2 і зворотну трубу 4 насосом 5 (відцентровим або осьовим).

Осьовий насос більш ефективний, оскільки перекачує великі маси рідини при малому протитиску. Живлячий розчин подається в зворотну трубу і змішується з великою кількістю циркулюючого. Суспензію відводять через ліхтар 3.

Споруда і експлуатація таких випарних апаратів дорожчі через високу вартість насоса і велику витрату енергії на перекачування. Оптимальна швидкість циркуляції по трубках — 2 ...3 м/с.

При менших швидкостях можливе відкладення солі на теплопередавальній поверхні. Збільшення швидкості циркуляції неекономічне через різке зростання гідравлічного опору контуру, а отже, і великі витрати енергії на привід насоса. Крім того, при швидкості руху вище 3,0... 3,5 м/с стає помітним механічне стирання кристалів (при упарюванні розчинів до появи твердої фази).

Великі швидкості циркуляції в цих апаратах можуть бути забезпечені при будь-якій малій різниці температур між паром, що конденсується, і циркулюючим розчином. Тому в них створюються найсприятливіші умови для попередження утворення пристінних осадів.

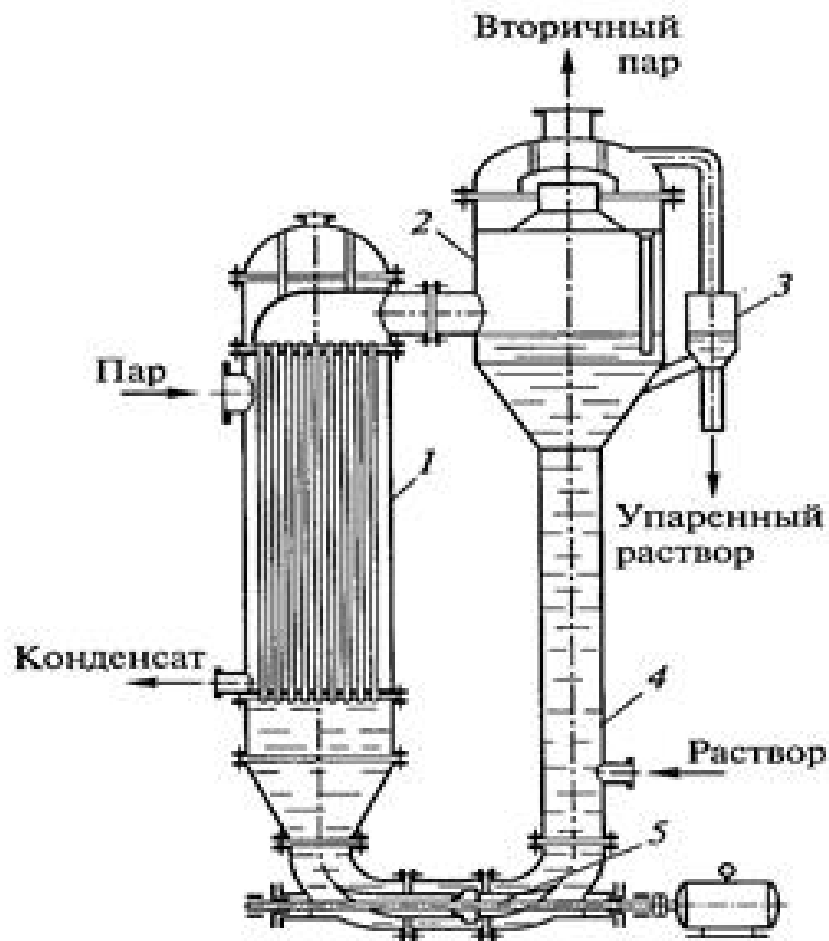


Рис. 1.5. Схема випарного апарату з примусовою циркуляцією : 1 — нагрівальна камера; 2 — сепаратор; 3 — ліхтар; 4 — труба; 5 — насос

Випарний апарат з плівкою, що підіймається (рис. 1.6), складається з кип'ятильних труб великої висоти (б... 9 м), що дозволяє випаровувати розчин від початкової до кінцевої концентрації за час одноразового проходу його через кип'ятильні труби (без циркуляції).

Свіжий розчин, підігрітий до температури кипіння, подається в трубки знизу через патрубок 1 в днищі апарату. Закипаючи в нижній частині трубок, розчин у вигляді парорідинної емульсії підіймається вгору, створюючи кільцевий режим кипіння майже по всій довжині трубок.

Цей кільцевий режим забезпечує великі значення коефіцієнта тепловіддачі.

При великій довжині трубок досить одноразового проходу через апарат для упарювання його до необхідної концентрації. Концентрований розчин викидається з трубок у верхній частині апарату в сепаратор 2 і у вигляді готового продукту відводиться через патрубок 3.

Апарат може працювати при меншій різниці температур між гріючою парою і розчином, ніж випарні апарати з природною циркуляцією. Відсутність циркуляції і велика швидкість руху випаровуваного по трубках обумовлюють невеликий час перебування його в апараті. Кипіння в плівці, а не в об'ємі, що підіймається, попереджає утворення піни. Тому застосування даних апаратів особливо доцільне при випаровуванні пінистих розчинів, а також розчинів, що не терплять перегріву і чутливих до тривалого нагрівання. Недоліком цих апаратів є те, що в них потрібно підтримувати постійний термо- і гідродинамічний режими, оскільки при недостатній подачі тут можливе обсихання стінок, що абсолютно неприпустимо через обростання їх шаром кристалів, а при надмірній подачі — зменшення концентрації упареного. Ці апарати непридатні для упарювання розчинів, що кристалізуються.

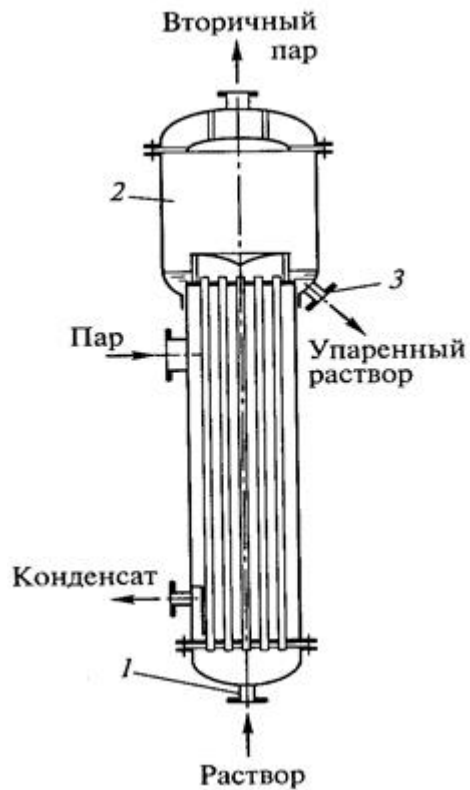


Рис. 1.6. Схема випарного апарату з плівкою, що підіймається:

1, 3 — патрубки; 2 — сепаратор

Випарний апарат з низхідною (падаючою) плівкою (рис. 1.7) використовують звичайно для розчинів, чутливих до тривалої дії високих температур. У цьому апараті розчин подається на верхню трубну решітку 1, звідки стікає у вигляді тонкої плівки по стінках кип'ятильних трубок 2. Для створення тонкої стійкої плівки у верхній частині трубок встановлені спеціальні розподіляючі пристрої. Упарений розчин відділяється від вторинної пари в сепараторі 3. У цьому апараті кільцевий режим з високим значенням коефіцієнта тепловіддачі існує по всій висоті гріючих трубок, а час перебування в трубках ще менше, оскільки пара захоплює за собою розчин, сприяючи збільшенню швидкості стікання плівки.

Цей апарат може працювати при ще меншій різниці температур між парою, що конденсується, і розчином, ніж випарний апарат з плівкою, що підіймається. У апараті можна створити такий режим роботи, при якому пара

утворюватиметься не на стінці, а на поверхні плівки з боку парового простору. В результаті зменшується небезпека утворення накипу і кристалів, попереджається піноутворення, полегшується сепарація вторинної пари.

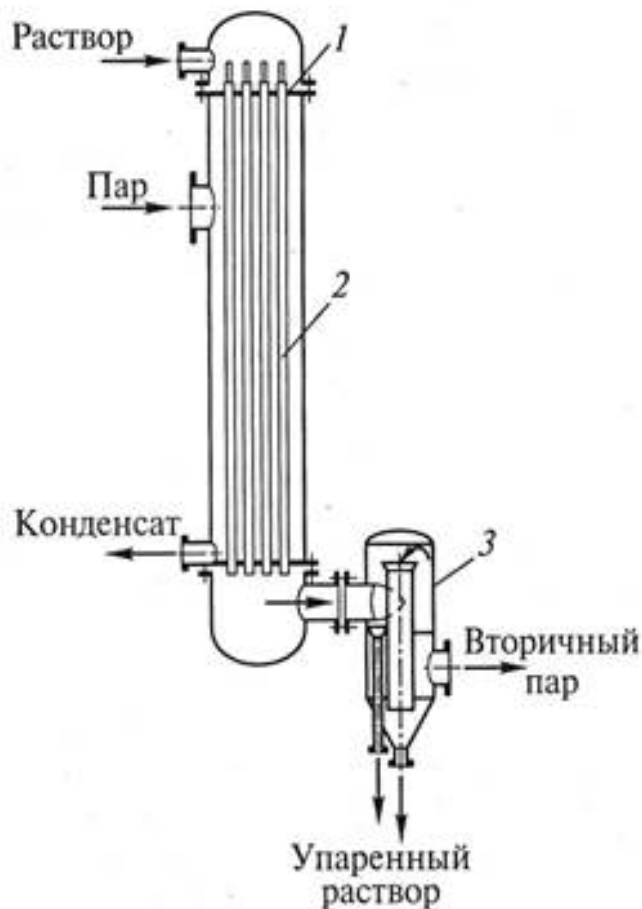


Рис. 1.7. Схема випарного апарату з низхідною (падаючою) плівкою:

1 – трубна решітка, 2 — кип'ятильна трубка, 33 — сепаратор

Роторний прямотічний апарат (рис. 1.8) застосовують для випаровування нестійких до підвищених температур в'язких і пастоподібних розчинів. Усередині циліндрового корпусу 1 апарату, забезпеченого паровими оболонками 4, обертається ротор, що складається з вертикального валу 2 (розташованого по осі апарату) і шарнірно закріплених на ньому скребків 3.

Випаровуваний розчин поступає в апарат зверху, захоплюється скребками, що обертаються, під дією відцентрової сили відкидається до стінок апарату і переміщається по їх внутрішній поверхні у вигляді плівки.

Поступово відбувається повне випаровування плівки, і на стінках апарату утворюється тонкий шар порошку або пасти, який знімається скребками, що обертаються (зазор між зовнішньою кромкою скребків і стінкою апарату складає менше 1 мм). Твердий або пастоподібний продукт віддаляється через спеціальний секторний затвор з днища апарату.

У роторних прямотічних апаратах досягається інтенсивний теплообмін (до 15000 Вт/м² К.) при невеликому віднесенні рідини вторинною парою. В той же час роторні апарати складні у виготовленні і відрізняються відносно високою вартістю експлуатації через наявність частин, що обертаються, непридатні для використання у великотоннажних виробництвах.

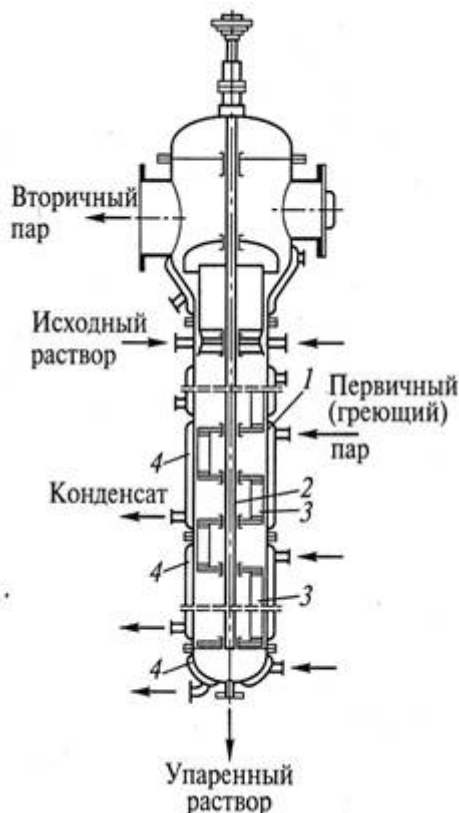


Рис. 1.8. Схема роторного прямотічного випарного апарату:

1 – корпус, 2 — вал, 3 — скребок, 3 – скребок, 4 – парова сорочка

Для виготовлення випарних апаратів як конструкційні матеріали застосовуються вуглецеві, кислотостійкі сталі і мідь.

Випарні апарати і окремі елементи виготовляють із сталей, дозволених до застосування Держміськтехнаглядом: ВСтЗсп, ВСтЗГпс, 06ХН28МДТ, 09Г2С, 16ГС1, 08Х18Г8Н2Т, 08Х22Н6Т, 08Х21Н, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т.

Крім того, застосовують двошарові сталі з плакіруючим шаром: 08Х13, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т.

Для виготовлення оболонок, дотичних з морською водою, застосовують двошарову сталь СтЗ + 12Х18Н10Т; внутрішні устрої апаратів виконують з нержавіючої сталі 12Х18Н10Т.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ЗГУЩЕННЯ

2.1 Моделювання процесів згущення молока

Просте згущення здійснюється на установках невеликої продуктивності, коли витрати теплоти не мають великого значення. Матеріальний баланс простого згущення включає два рівняння, складені:

по матеріальних потоках

$$G_H = G_K + W \quad (1)$$

по розчиненій речовині

$$G_H x_H = G_K x_K$$

де G_H , G_K - масова витрата початкового (упарюваного) і кінцевого (упареного) ; W - масова витрата розчинника, що випарюється; x_H , x_K - відсотки (масові частки) розчиненої речовини в початковому і кінцевому розчинах..

Тепловий баланс простого згущення може бути записаний на основі потоків приходу і витрати теплоти.

Визначимо: D - масова витрата гріючої пари; $i_{пар}$, $i_{в.п}$, $i_{конд}$ - питомі ентальпії гріючої і повторної пари, а також конденсату; t_H , t_K - початкова і кінцева температури ; Δq - теплота концентрування від концентрації x_H до концентрації x_K ; c_H , c_K - питома теплоємність вихідного (початкового) і кінцевого розчинів.

У цьому випадку тепловий баланс буде засновуватися на наступних теплових потоках:

Надходження теплоти

З вихідним розчином

$$G_H c_H t_H$$

Витрата теплоти

З кінцевим розчином

$$G_K c_K t_K$$

З гріючим паром

$$Di_{пар}$$

З вторинним паром

$$Wi_{в.п}$$

З теплою концентрування

$$0,01G_k x_k \Delta q$$

З конденсатором

$$Di_{конд}$$

Теплові втрати

$$Q_{п}$$

Тоді тепловий баланс простого згущення буде:

$$G_H c_H t_H + Di_{пар} = G_K c_K t_K + Wi_{в.п} + 0,01G_K x_K \Delta q + Di_{конд} + Q_{п} \quad (3)$$

Замінивши у рівнянні (3) відповідно до рівняння (1) G_H на $G_K + W$ та вирішивши його відносно витрати гріючої пари, отримаємо

$$D = G_K \frac{c_K t_K - c_H t_H + 0,01 x_K \Delta q}{i_{пар} - i_{конд}} + W \frac{i_{в.п} - c_H t_H}{i_{пар} - i_{конд}} + \frac{Q_{п}}{i_{пар} - i_{конд}} \quad (4)$$

З рівності (4) слідує, що загальна витрата пари визначається трьома доданками, які можна інтерпретувати таким чином: перше - витрата пари на зміну теплосодержання упариваємого, другу - витрата пари на утворення повторної пари і третє - витрата пари на компенсацію втрат теплотив довкілля.

Значення першого і останнього складових невелики в порівнянні з другим, тому при наближених розрахунках вважається, що 1 кг води, що випаровуються з вимагає витрат 1,1...1,2 кг гріючих пари.

Площа поверхні теплообміну випарного апарату визначається відповідно до основного рівняння теплопередачі

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{п.р}}$$

де Q - теплове навантаження апарату; K - коефіцієнт теплопередачі; $\Delta t_{п.р}$ - корисна різниця температур.

При розрахунках випарних апаратів враховують наступні температурні характеристики:

- загальну різницю температур - різниця між температурою гріючої пари $t_{гр.п}$, що поступає у випарний апарат, і температурою вторинної пари $t_{в.п}$, яка відбирається з апарату:

$$\Delta t_{общ} = t_{гр.п} - t_{в.п}$$

- корисну різницю температур, яка завжди менше загальної різниці температур на величину температурних втрат (депресій),

$$\Delta t_{п.р} = \Delta t_{общ} - \sum \Delta t_{пот}$$

- температурні втрати (депресії), які складаються з температурної, гідростатичної і гідравлічної депресій,

- температурну депресію $\Delta t_{m.д}$ - різницю між температурами кипіння і чистого розчинник;

- гідростатичну депресію $\Delta t_{г.д}$ - підвищення температури кипіння за рахунок гідростатичного тиску стовпа рідини в трубах випарного апарату;

- гідравлічну депресію $\Delta t_{г.н}$ - втрати температури вторинної пари, викликані гідравлічними опорами на виході з випарного апарату.

Процес згущення широко застосовують в харчовій промисловості в основному для підвищення концентрації розчиненої речовини в розчині. Зазвичай випарюють водні розчини – бурякові, фруктові та овочеві соки, сиропи, барду, кормові дріжджі, пектиновий клей, молоко та ін. Крім того згущення використовують для виділення розчинених речовин в твердому вигляді, виділенні у чистому вигляді розчинника, поглинання теплоти від охолоджувального середовища та інших цілей [6]. Згущення проводять в випарних апаратах різного призначення і конструктивного оформлення.

Вибір конструкції і технологічної схеми випарних апаратів визначається особливостями технологічної схеми підприємства, властивостями випарюваного , призначенням процесу згущення, традиціями в даному виробництві і т.п. Випарні апарати відрізняються режимними характеристиками, статичними і динамічними властивостями. Робота випарних

апаратів технологічно пов'язана з різного роду конденсаторами, теплообмінниками тощо.

Рівень киплячого h над нижнім перетином поверхні вище п'єзометричного рівня h_p некиплячої рідини в сокомірному склі апарату в наслідок різниці густини парорідкісної емульсії та , так як густина киплячої емульсії менше густини .

Незалежно від конструкції і призначення кожен випарної апарат характеризується наступними вхідними параметрами: витратою рідини, що випаровується S_n та її початкової концентрацією b_n , теплоємністю c_n , та густиною ρ_n , витратою пари, що гріє D_n і її температурою t_n або ентальпією i_n , теплоємністю c_n , густиною ρ_n . Ці параметри, що характеризують вхідні потоки, можуть бути керуючими. Процес згущення визначається і конструктивними параметрами: масою металу корпусу G_m , площею поверхні нагріву F , об'ємом апарату V , масою ізоляції G . [6]

Вихіднимим параметрами є витрата концентрованого S_k та його концентрація b_k , густина ρ_k та теплоємність c_k , рівень киплячої рідини h , витрата конденсату D_k та його температура t_k , витрата вторинної пари W і витрата пару на відвід неконденсованих газів D' .

Внутрішніми параметрами можуть бути маса пару в апараті або гріючій камері G_n , маса конденсату G_k , температура киплячої рідини $t_{жс}$, внутрішня енергія рідини або окремих частин апарату u , їх температури t , тиск в апараті p та інше.

Основною технологічною метою процесу згущення в харчових виробництвах є забезпечення заданої концентрації випарює . Наприклад, концентрація випарює дифузійного соку цукрових заводів після багатокорпусної установки повинна бути 65% СВЯ. Основна узагальнена оцінка процесу згущення - це питомі витрати на згущення 1 м * води. Приватними оцінками є питомі витрати або витрати пари, теплової або електричної енергії, капітальні, експлуатаційні або інші витрати, які характеризують окремі сторони цього складного процесу. [6]

Моделювання процесу згущення в харчових виробництвах має особливості, пов'язані з властивостями випарюваних розчинів. Наприклад, при випаровуванні дифузійного соку цукрового виробництва у вторинному парі застосовуються інертні гази, що складаються в основному з вуглекислого газу, аміаку і всіх компонентів повітря, помітно впливають на технологічні режими процесу згущення.

На перших щаблях деяких випарних установок застосовуються прямоточні апарати, що працюють практично без циркуляції і забезпечують найменші втрати цукру.

Сульфітований сік надходить під нижню трубну решітку апарату, проходить через трубки, де закипає за рахунок тепла, що підводиться гріючою парою. Після виходу з труб частина води з соку випаровується і разом з газами розкладання йде через надсокової простір апарату. При цьому частково розкладається цукор.

Основною задачею комп'ютерного моделювання була побудова 3D моделі випарного апарату з виносною гріючою камерою та розрахунок на міцність та стійкість його ключових елементів таких як еліптична кришка сепаратору і гріючої камери, корпус гріючої камери, царга та опора сепаратора. Для виконання побудови 3D моделі випарного апарату з виносною гріючою камерою застосовувалось програмне забезпечення SolidWorks, також за допомогою даного програмного забезпечення проводились розрахунки на міцність та стійкість.

Дані розрахунки базувалися на методі скінченних елементів (МСЕ), що в даний час є стандартом при вирішенні задач механіки твердого тіла за допомогою чисельних алгоритмів.

Популярний свого часу метод кінцевих різниць, а також претендував на універсальність метод граничних елементів (граничних інтегральних рівнянь) зараз займають досить вузькі ніші, обмежені дослідними або спеціальними завданнями. МСЕ зайняв лідируючі положення завдяки можливості

моделювати широке коло об'єктів і явищ. Абсолютна більшість конструктивних елементів, вузлів і конструкцій, виготовлених з найрізноманітніших матеріалів, що мають різну природу, можуть бути розраховані за допомогою МСЕ. При цьому, зрозуміло, потрібно враховувати неминучі при будь-чисельної апроксимації умовності і похибки. Тому питання відповідності між розрахунковою моделлю і реальністю є, мабуть, основним при використанні програм аналізу. Незважаючи на те, що такі програми мають більш-менш докладну документацію, вони все одно залишаються певною мірою чорними ящиками. Це означає певну непередбачуваність результатів, а також деякий свавілля в їх інтерпретації. Отже, якість висновків, прийнятих на основі результатів, цілком залежить від кваліфікації, а також, стосовно розрахунку на міцність, принципового знайомства з основами МСЕ [7].

Метод скінченних елементів є чисельним методом вирішення диференціальних рівнянь, що зустрічаються у фізиці і техніці. Виникнення цього методу пов'язане з вирішенням завдань космічних досліджень (1950 г.). Вперше він був опублікований в роботі Тернера, Клуца, Мартіна і топпа. Ця робота сприяла появі інших робіт; був опублікований ряд статей з застосуваннями методу скінченних елементів до завдань будівельної механіки і механіки суцільних середовищ. Важливий внесок у теоретичну розробку методу зробив в 1963 р Мелощ, який показав, що метод кінцевих елементів можна розглядати як один з варіантів добре відомого методу Релея-Рітца. У будівельній механіці метод кінцевих елементів мінімізацією потенційної енергії дозволяє звести задачу до системи лінійних рівнянь рівноваги.

Зв'язок методу скінченних елементів з процедурою мінімізації привела до широкого використання його при вирішенні задач в інших областях техніки. Метод застосовувався до завдань, описуваних рівняннями Лапласа або Пуассона. Рішення цих рівнянь також пов'язано з мінімізацією деякого функціоналу. У перших публікаціях за допомогою методу скінченних елементів вирішувалися завдання поширення тепла. Потім метод був застосований до завдань гідромеханіки, зокрема до задачі течії рідини в пористому середовищі.

Область застосування методу скінченних елементів істотно розширилася,

коли було показано, що рівняння, що визначають елементи в задачах будівельної механіки, поширення тепла, гідромеханіки, можуть бути легко отримані за допомогою таких варіантів методу зважених нев'язок, як метод Галєрюша або спосіб найменших квадратів.

Метод кінцевих елементів з чисельної процедури рішення задач будівельної механіки перетворився в загальний метод чисельного рішення диференціального рівняння або системи диференціальних рівнянь.

Метою розрахунку є визначення товщини стінок конструктивних елементів та їх перевірка на міцність.

Так як даний апарат може застосовуватись в різних галузях та при різних режимах роботи, при проектуванні необхідно задаватися певним запасом міцності.

В пакеті Solidworks була спроектована конструкція випарного апарату з виносною гріючою камерою з використанням реальних фізичних властивостей матеріалів, було проведено дослідження конструктивних елементів на міцність та стійкість.

3D модель будувалась з дотриманням реальних габаритних розмірів та максимального деталювання усіх елементів та частин. Для проведення конструктивного розрахунку використовувались реальні параметри матеріалів з яких побудована конструкція, данні про процеси, що відбуваються всередині апарату.

Дана модель побудована таким чином, щоб можна було максимально точно зобразити параметри роботи даного апарату і усі новантаження, що отримує конструкція при реальній експлуатації.

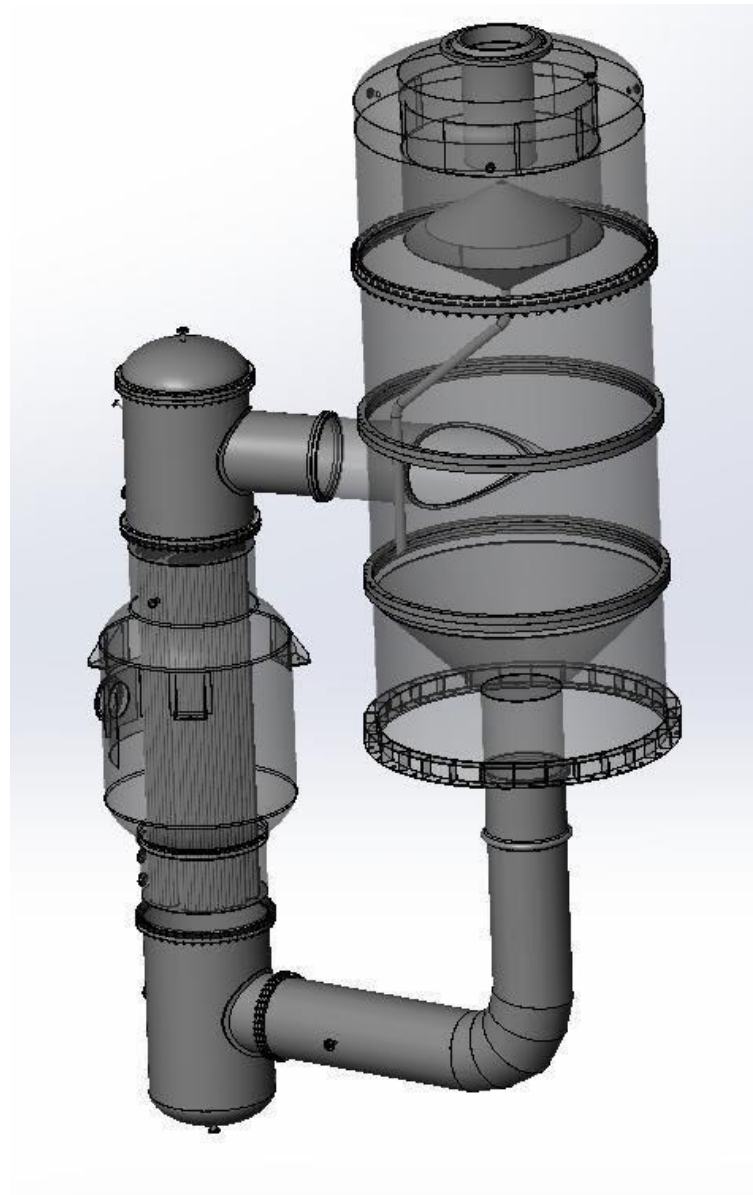


Рис. 3.1 – 3D модель випарного апарату з виносною гріючою камерою

Вихідні дані для розрахунку на міцність та стійкість

1. Тиск, МПа:

у сепараторі	0,08
у міжтрубному просторі	0,4
у трубному просторі	0,1

2. Температура, С°:

у сепараторі	94
у міжтрубному просторі	144
у трубному просторі	102

3. Маса, кг:

15000

4. Корпус апарату та деталі, що контактують з розчином, який упарюється виготовляти із сталі 1Х21Н5Т ГОСТ 5632-72;
опори - зі сталі 45Х ГОСТ 4543-71,
інші деталі - зі сталі 3 ДСТУ 2651:2005.

Розглянемо розрахунки на міцність та стійкість ключових елементів таких як еліптична кришка сепаратору і гріючої камери, корпус гріючої камери, царга та опора сепаратора.

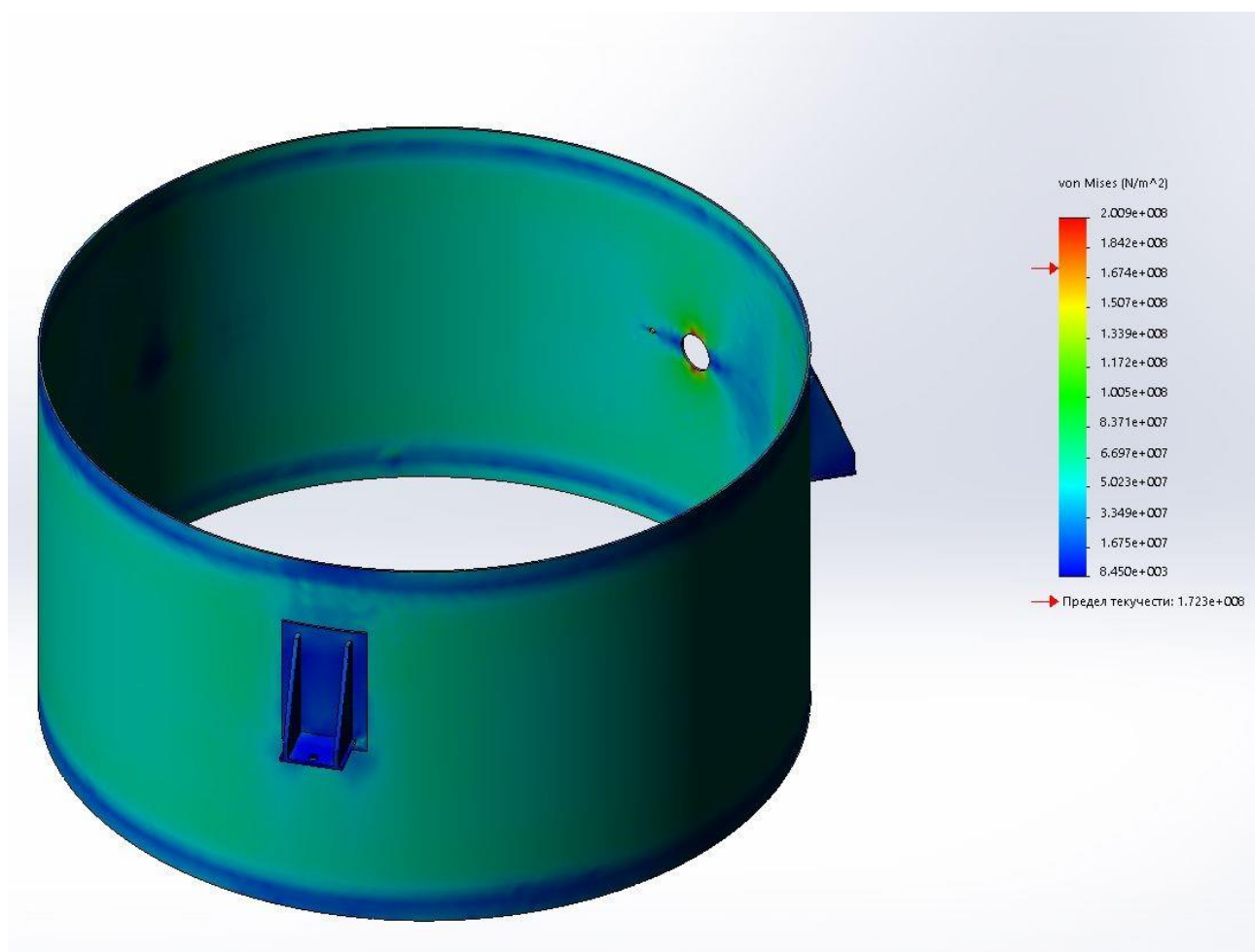


Рис. 3.2 – Верхня царга сепаратора, епюра напружень.

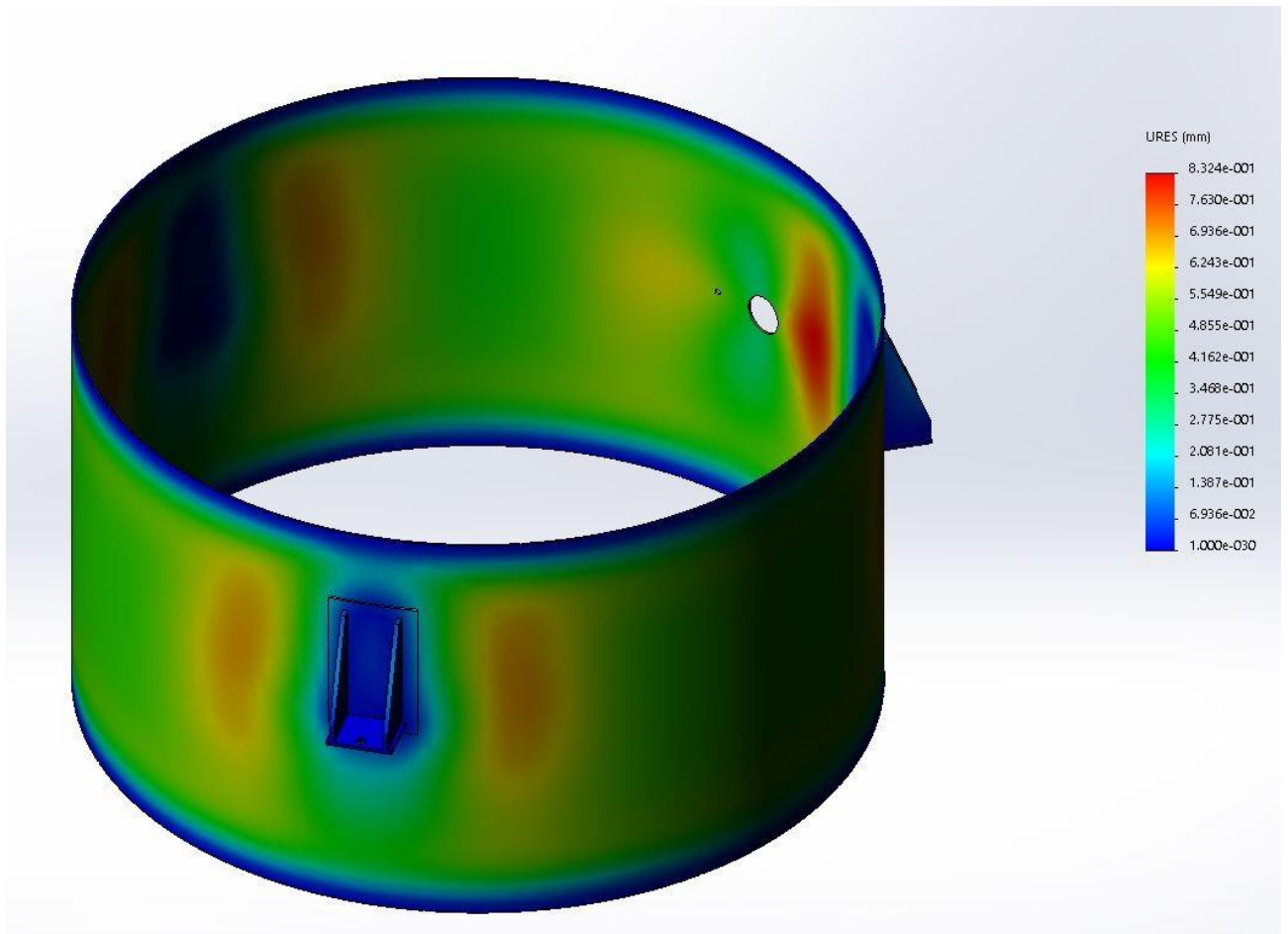


Рис. 3.3. – Верхня царга сепаратора, еюра деформацій.

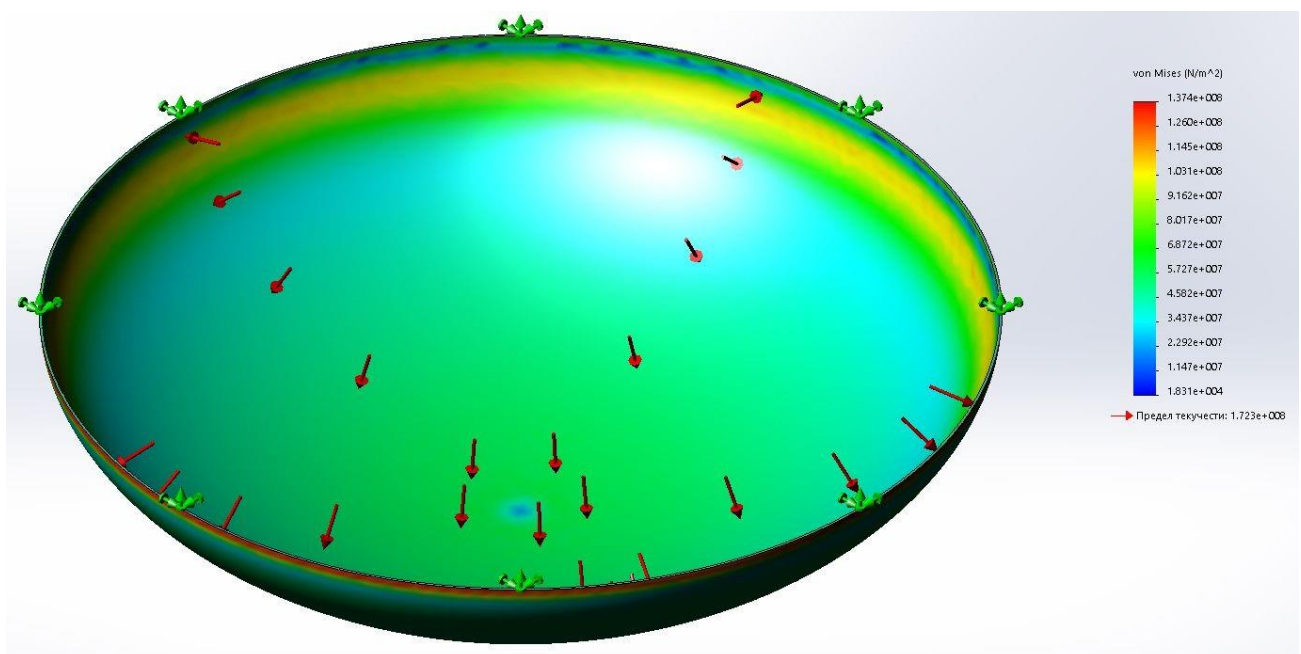


Рис. 3.4 – Еліптична кришка гріючої камери, еюра напружень.

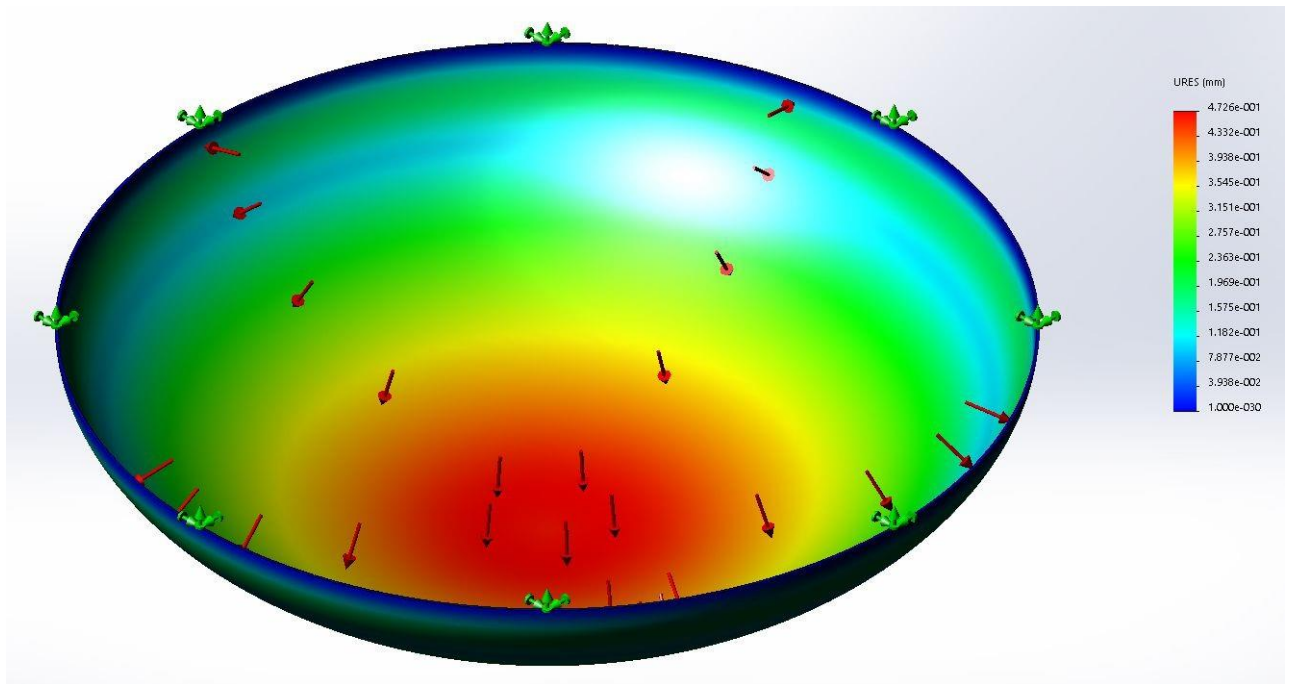


Рис. 3.5 – Еліптична кришка грійучої камери, епюра деформацій.

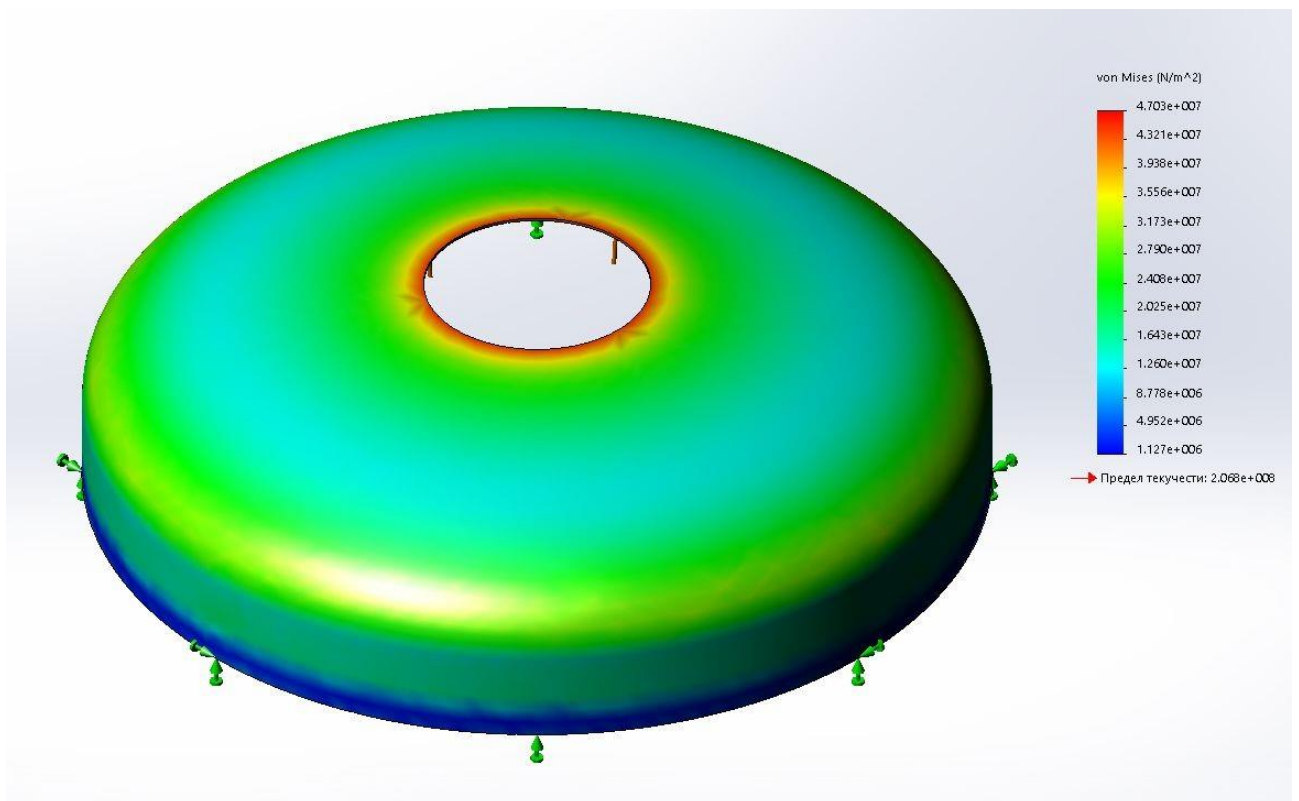


Рис. 3.6 – Еліптична кришка сепаратора, епюра напружень.

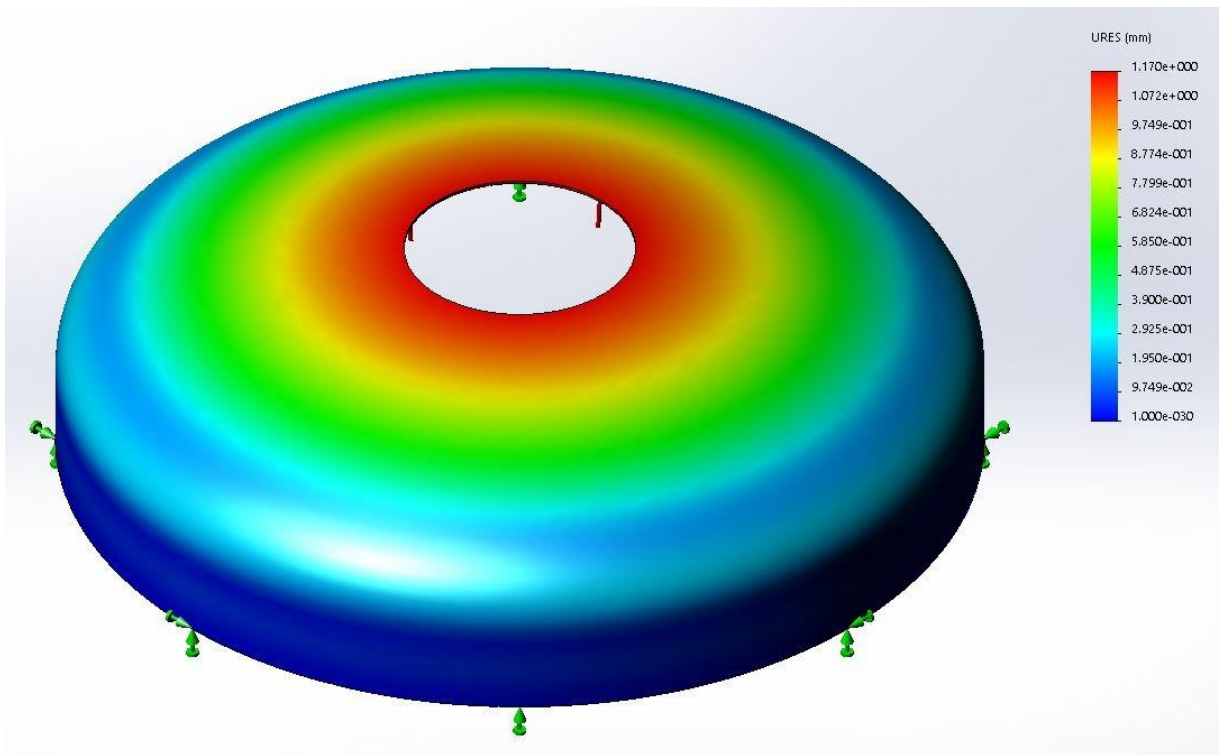


Рис. 3.7 – Еліптична кришка сепаратора, епюра деформацій

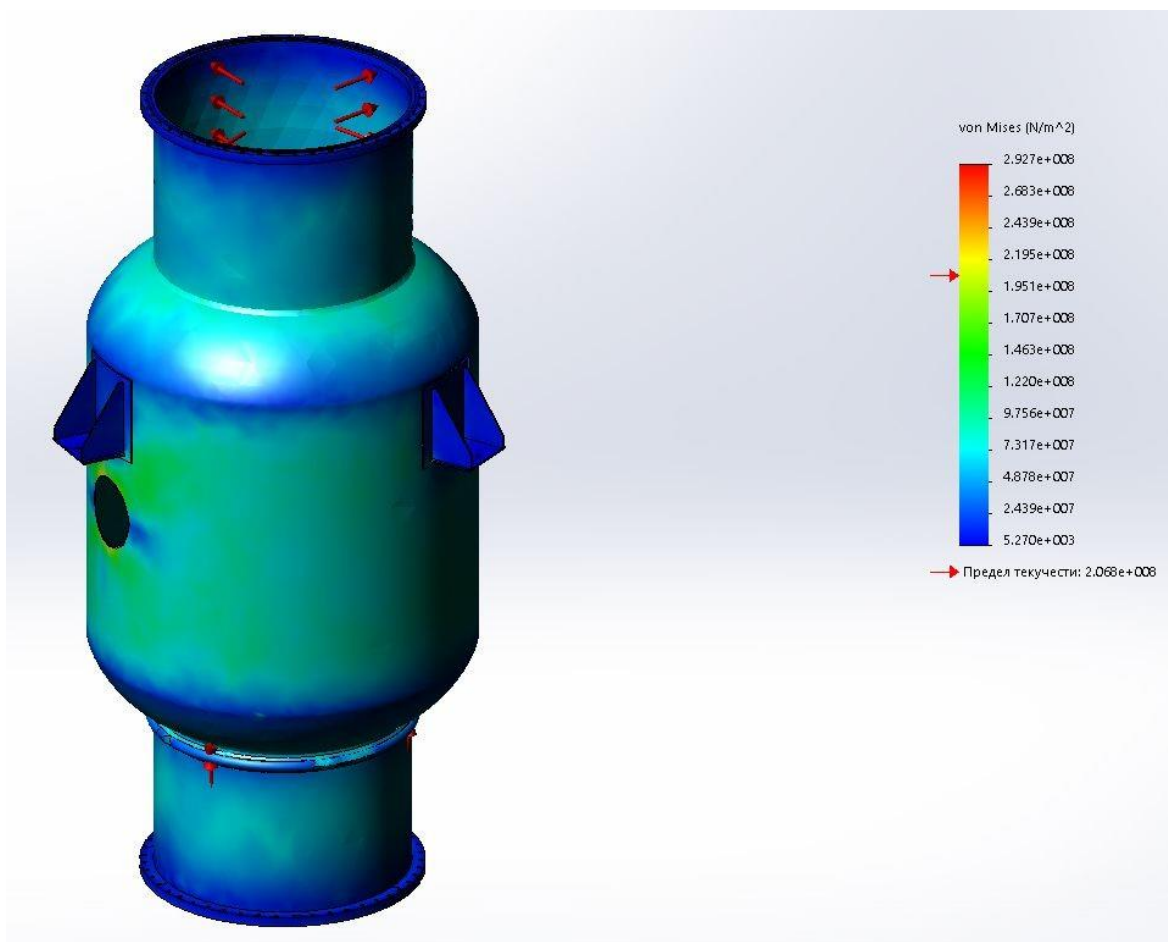


Рис. 3.8 – Корпус гріючої камери, епюра напружень.

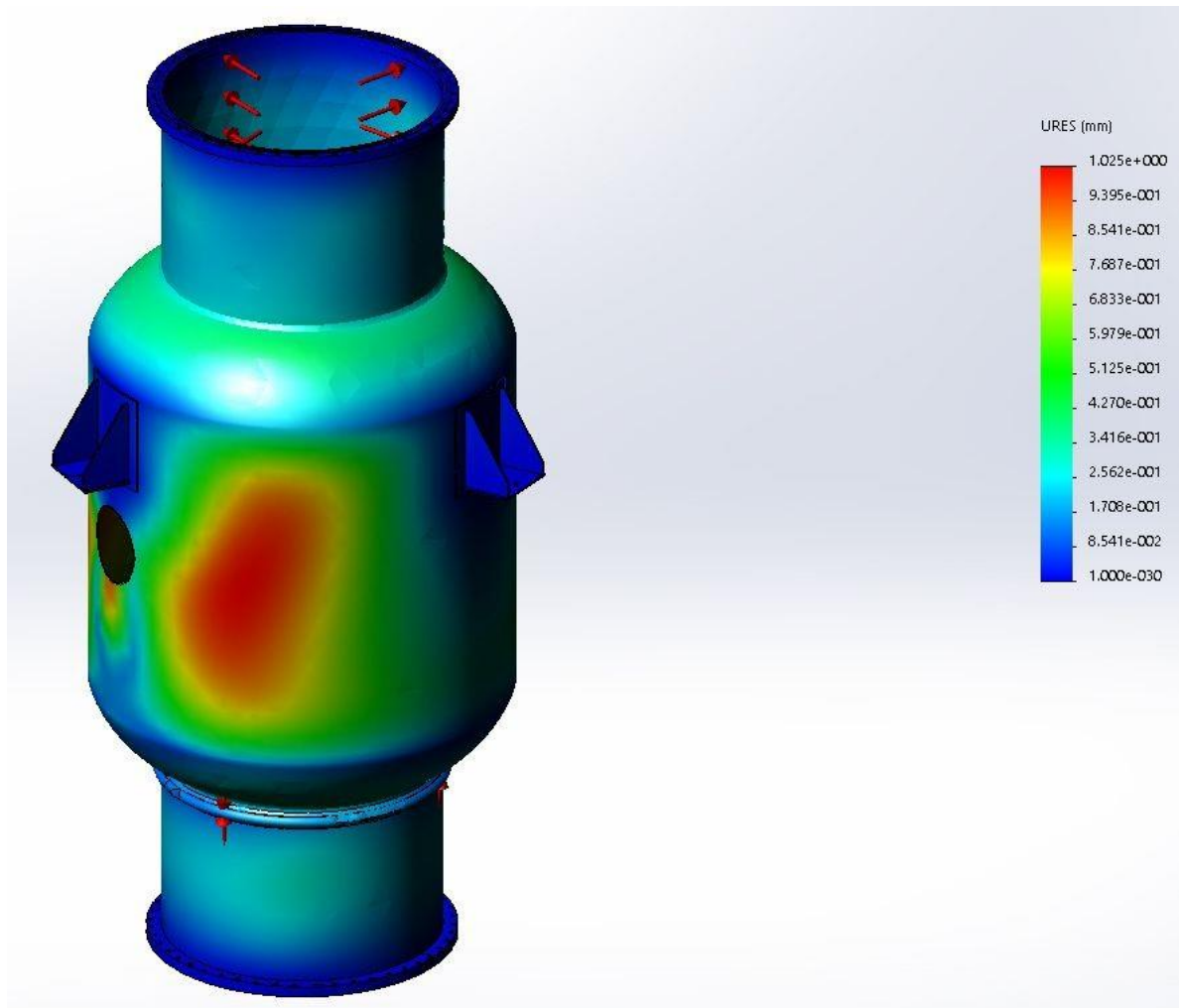


Рис. 3.9 – Корпус гріючої камери, епюра деформацій

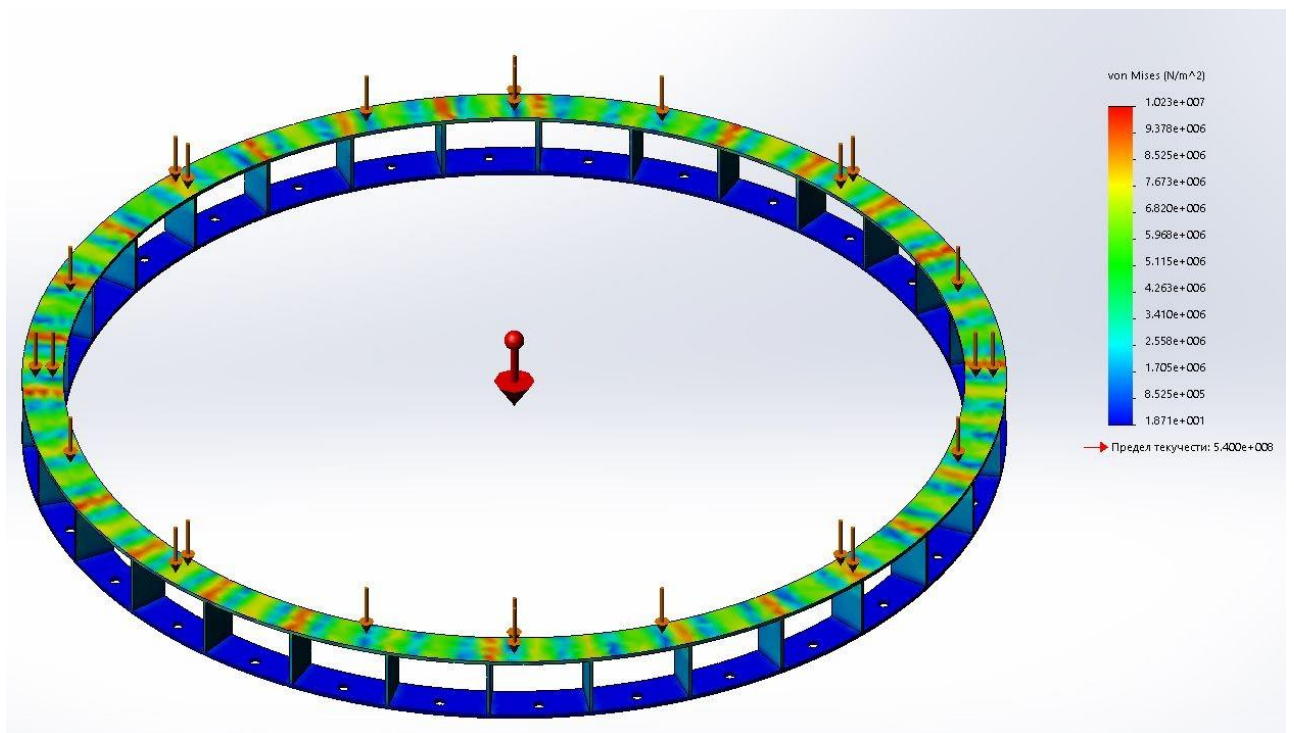


Рис. 3.10 – Опора сепаратора, епюра напружень

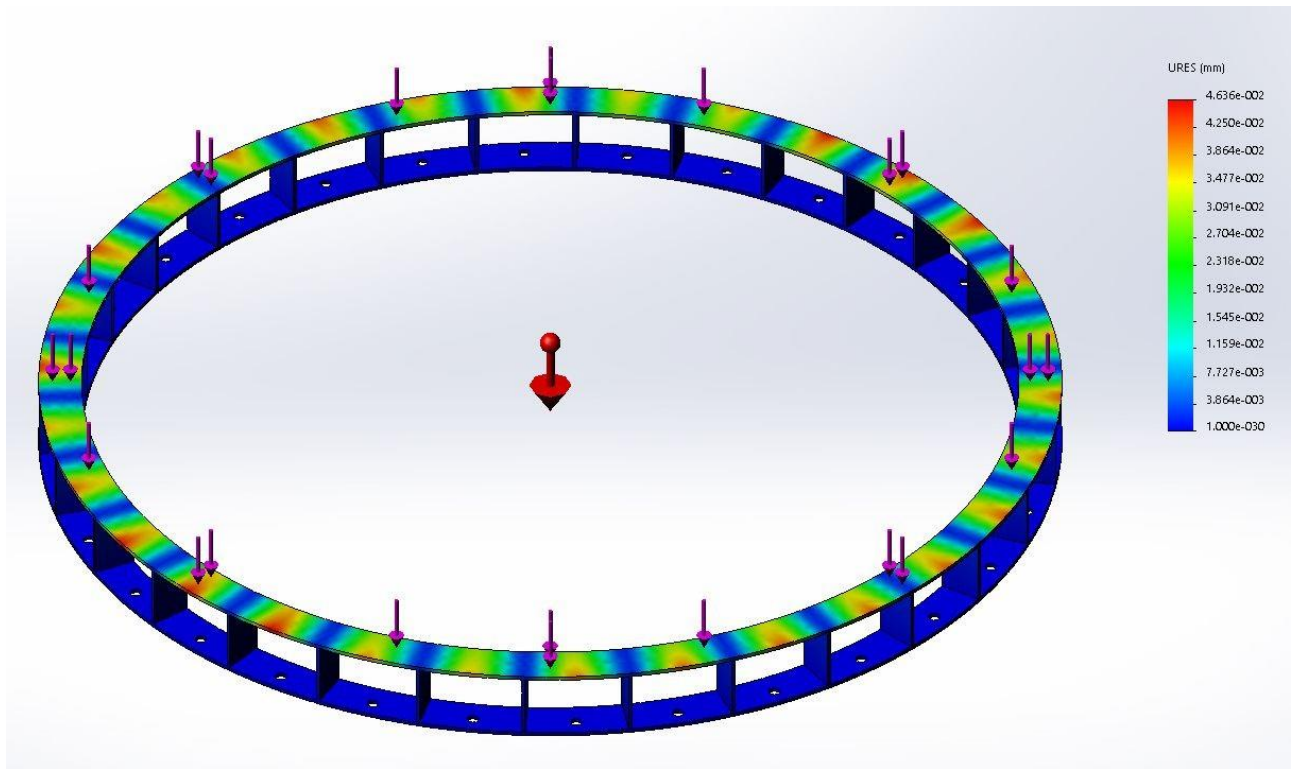


Рис. 3.11 – Опора сепаратора, епюра деформацій

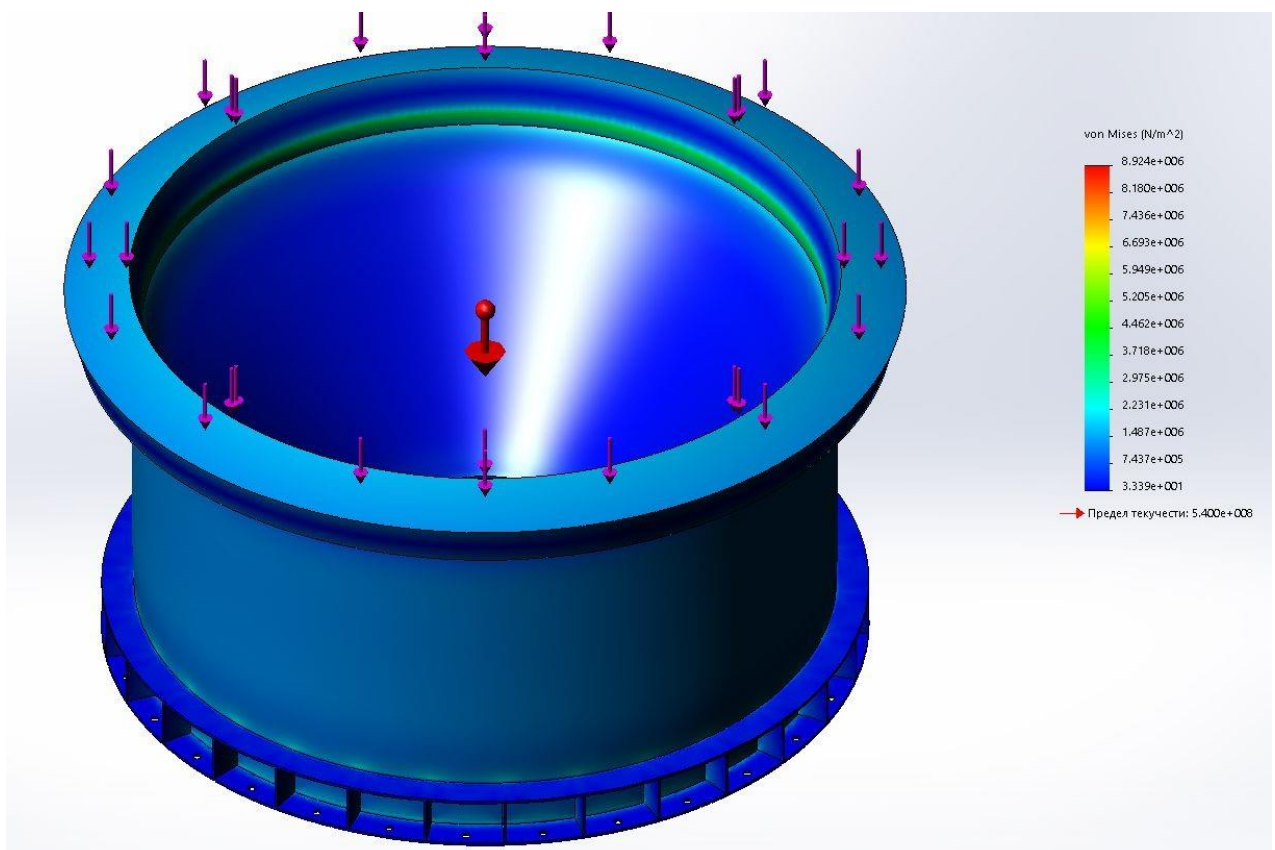


Рис. 3.12 – Опора сепаратора у зварному з'єднанні з днищем сепаратора , епюра напружень

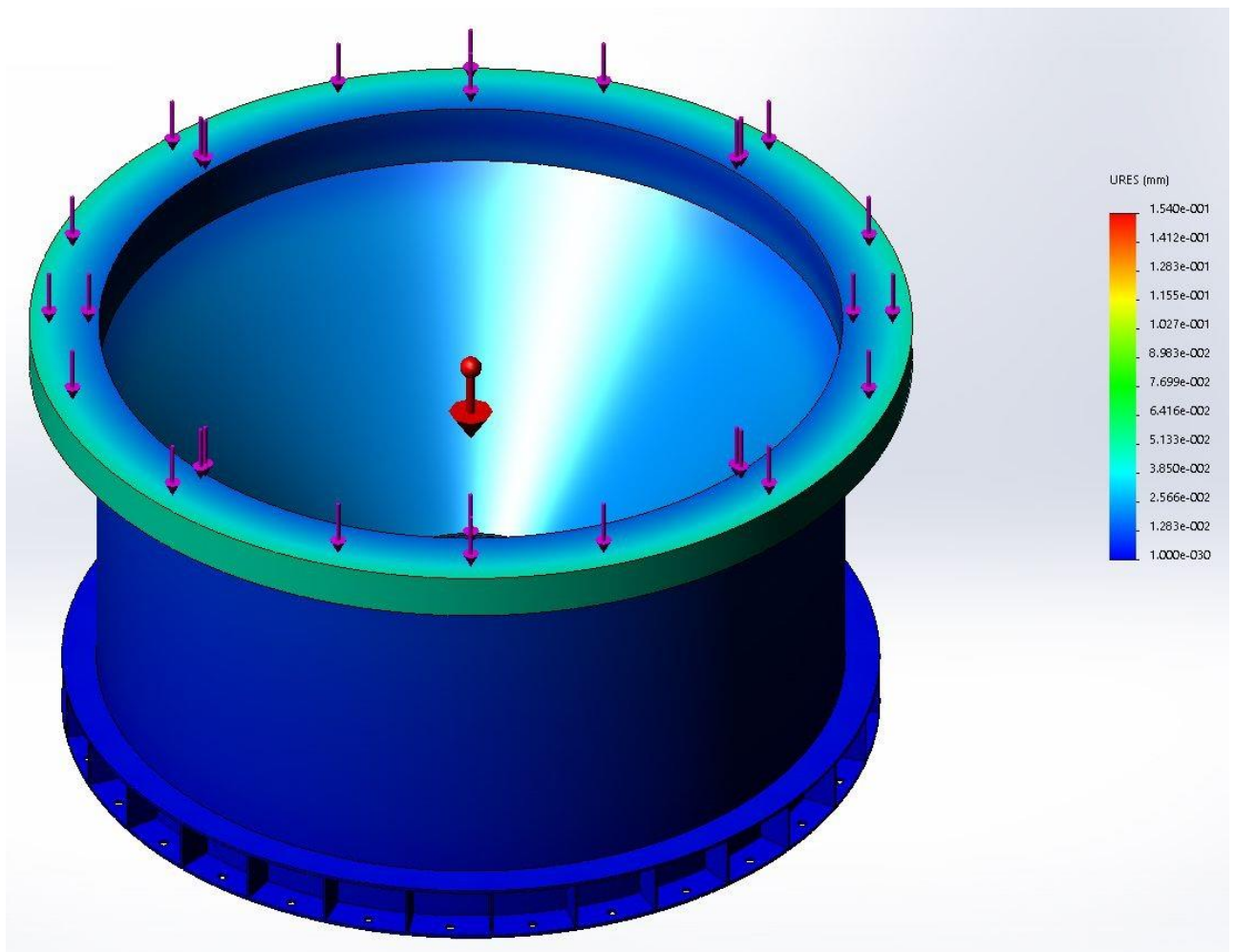


Рис. 3.13 – Опора сепаратора у зварному з'єднанні з днищем сепаратора , епюра деформацій

На Рис. 3.2 зображена епюра напружень верхньої царги сепаратора. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в синіх зонах і становить $0,023 \cdot 10^{-7} \text{Па}$, але також існує точка на елементі, напруження якої досягає червоної зони і становить, $1,842 \cdot 10^{-8} \text{Па}$. Дана точка не є проблемою, так як відноситься до периметру отвору у якому розташовується герметичний оглядовий люк, при встановленні якого утворює додаткове цілце жосткості для даного отвору, тим самим зменшує на нього навантаження до максимально малого значення.

На Рис. 3.3 зображена епюра деформацій верхньої царги сепаратора. Максимальна деформація конструктивного елемента досягається в червоних зонах і становить $7,63 \cdot 10^{-1}$ мм.

На Рис. 3.4 зображена епюра напружень еліптичної кришки гріючої камери. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в жовтих зонах і становить $1,031 \cdot 10^{-8}$ Па.

На Рис. 3.5 зображена епюра деформацій еліптичної кришки гріючої камери. Максимальна деформація конструктивного елемента досягається в червоних зонах і становить $4,726 \cdot 10^{-1}$ мм.

На Рис. 3.6 зображена епюра напружень еліптичної кришки сепаратора. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в помаранчевій зоні і становить $3,938 \cdot 10^{-7}$ Па.

На Рис. 3.7 зображена епюра деформацій еліптичної кришки сепаратора. Максимальна деформація конструктивного елемента досягається в червоних зонах і становить $11,70 \cdot 10^{-1}$ мм.

На Рис. 3.8 зображена епюра напружень корпусу гріючої камери. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в блакитних зонах і становить $7,317 \cdot 10^{-7}$ Па.

На Рис. 3.9 зображена епюра деформацій корпусу гріючої камери. Максимальна деформація конструктивного елемента досягається в червоних зонах і становить $10,25 \cdot 10^{-1}$ мм.

На Рис. 3.10 зображена епюра напружень опора сепаратора. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в червоних зонах і становить $1,023 \cdot 10^{-7}$ Па.

На Рис. 3.11 зображена епюра деформацій опора сепаратора. Максимальна деформація конструктивного елемента досягається в помаранчевій зоні і становить $4,250 \cdot 10^{-2}$ мм.

На Рис. 3.12 зображена епюра напружень опора сепаратора у зварному з'єднанні з днищем сепаратора. Максимальне напруження конструктивного елемента досягається в зелених зонах і становить $3,718 \cdot 10^{-6}$ Па.

На Рис. 3.13 зображена епюра деформацій опора сепаратора у зварному з'єднанні з днищем сепаратора. Максимальна деформація конструктивного елемента досягається в блакитній зоні і становить $3,850 \cdot 10^{-2}$ мм.

3.3 Висновки

З отриманих результатів можна побачити, що при заданих навантаженнях втрат міцності немає і деформації конструктивних елементів мінімальні.

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Опис технологічного процесу виробництва молока

Схема установки для виділення кристалізації та сушки молока зображена на рисунку 1. Розглянемо принцип її дії.

На очищення культуральну рідину подають уже відділену від міцелію. Нейтралізують її у реакторі-нейтралізаторі Р1, вапняним молочком, в результаті утворюється цитрат калію. Реактори виготовляють із кислототривкої сталі. Їх об'єм лежить в межах від 6 до 16м³, коефіцієнт заповнення реактора рівний 0,5.

До реактора Р1 вапняне молочко подають зі збірника Зб2 переривистим струменем через об'ємно-ваговий дозатор ДЗ при безперервно працюючій мішалці (частота обертання мішалки при нейтралізації – 1,33об/с; при витримуванні – 0,67об/с). Процес нейтралізації ведуть наступним чином:

- культуральну рідину доводять до кипіння;
- додають 90% холодного вапняного молочка, підтримуючи температуру не нижче 90°С;
- доводять рівень рН до 7;
- кип'ятять близько 15 хвилин.

З реактора Р1 суспензія під тиском 0,25МПа потрапляє на фільтрпрес Фб. Фільтрування проводять під тиском 0,9МПа. Фільтрат стікає до відстійника Вд8, і насосом Н9 повертається в реактор Р1 [2].

Далі розчин молока подають на згущення. Його проводять періодично, у два етапи, у вакуум-випарних апаратах з виносною гріючою камерою. Використовують апарати таких конструкцій тому, що в процесі згущення утворюється гіпс, який не лише забруднює сам розчини, але і відкладається на поверхні гріючих труб, що зумовлює зниження коефіцієнта теплопередачі.

Перше згущення проводиться у вакуум-випарному апараті В19 протягом 4-6 годин, при питомій витраті пари 1,1кг на 1кг випареної вологи. Згущення ведеться, доки густина молока не буде знаходитись в межах 1,26-1,28г/м³. Тиск у випарному апараті близько 80кПа. Згущення ведуть з підливами молока зі збірника Зб18.

Вторинну пару відводять з апарату і конденсують у барометричному конденсаторі К21 [2].

Для згущення молока застосовують апарат з природною циркуляцією та виносною гріючою камерою [2, 12, 13].

Цю конструкцію рекомендовано використовувати на даному виробництві тому, що: конструкцію можна швидко розібрати та зібрати [12]; осад можна видаляти механічним способом [2]; має місце легкий доступ до внутрішньої поверхні гріючих труб: забезпечується висока швидкість процесу згущення [12].

Опис конструкції випарного апарату

Схема випарного апарату з виносною гріючою камерою зображена на рисунку 3.1. Основними його складовими є гріюча камера та сепаратор. Гріюча камера випарного апарату складається з корпусу 1 з'єднаного за допомогою фланцевого з'єднання з днищем 2 та царгою 3, до якої в свою чергу, приєдніється кришка 4. Сепаратор апарату складається з двох царг 5 і 7, з'єднаних між собою. До нижньої царги прикріплюється днище 6, а до верхньої – кришка 8. Сепаратор і гріюча камера з'єднуються між собою циркуляційною трубою 9.

Гріюча камера встановлена на трьох вертикальних опорах типу «лапа». Сепаратор – на циліндричній опорі, з'єднаній з днищем, та трьох опорах типу «лапа», що запобігають усуненню горизонтальних зміщень апарату (це зв'язано з великими габаритними розмірами апарату). Усі опори до корпусу приварюються.

Вибір матеріалів для виготовлення випарного апарату

Вибір матеріалів для виготовлення будь-якого апарату залежить від технологічного процесу, що в ньому відбувається. До основних чинників, що впливають на вибір матеріалу, відносяться середовище, що міститься в апараті,

тиск і температура [11]. Конструктивний матеріал повинен бути стійким до дії агресивних середовищ та корозії різних видів, мати достатню механічну міцність та стійкість, легко зварюватися, та забезпечувати надійність зварних з'єднань [20], а також виключати його взаємодію з середовищем, що міститься в апараті.

Основним критерієм при виборі матеріалу для виготовлення випарного апарату є середовище в ньому. Обраний матеріал повинен бути хімічно стійким під час контакту з розчином молока. Найбільш відповідає даним вимогам аустенітна сталь марки 1X21H5T [8]. Швидкість її корозії складає не більше 0,1 мм/рік. Із цієї сталі виготовляють корпус апарату, гріючі труби, трубну решітку, фланці та штуцера апарату, а також усі інші деталі, що контактують з розчином молока. Кріпильні елементи (болти, гайки) виконуються із сталі марки Ст3 [9], опори – із сталі марки 45Х [10], для виготовлення прокладок використовують пароніт [11].

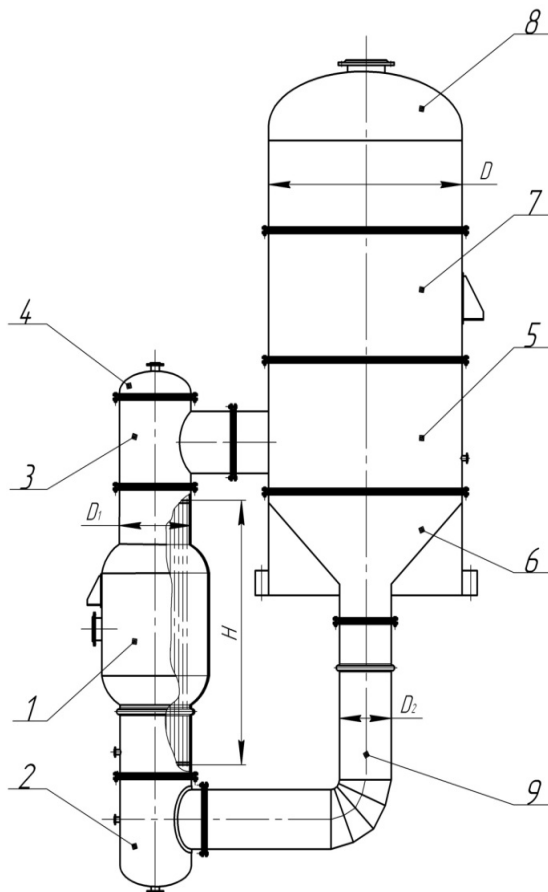


Рисунок 4.1 – Схема випарного апарату з виносною гріючою камерою:

- 1 – корпус гріючої камери; 2 – днище гріючої камери; 3 – царга гріючої камери;
 4 – кришка гріючої камери; 5 – нижня царга сепаратора; 6 – днище сепаратора;
 7 – верхня царга сепаратора; 8 – кришка сепаратора; 9 – циркуляційна труба

Технічна характеристика випарного апарату

1. Апарат, призначений для упарювання молока.	
2. Концентрація , % (мас):	
початкова	15
кінцева	65
3. Продуктивність, кг/с:	
по вихідному продукту	2,89
по кінцевому продукту	0,667
по випареній волозі	2,223
4. Площа поверхні теплообміну, м ² :	250
5. Середовище у апараті:	
у сепараторі	розчин молока,водяна пара
у міжтрубному просторі	насичена водяна пара
у трубному просторі	розчин молока
6. Тиск, МПа:	
у сепараторі	0,08
у міжтрубному просторі	0,4
у трубному просторі	0,1
7. Температура, С°:	
у сепараторі	94
у міжтрубному просторі	144
у трубному просторі	102
8. Габаритні розміри, мм:	
довжина	7490
ширина	3520
висота	13500
9. Маса, кг:	15000

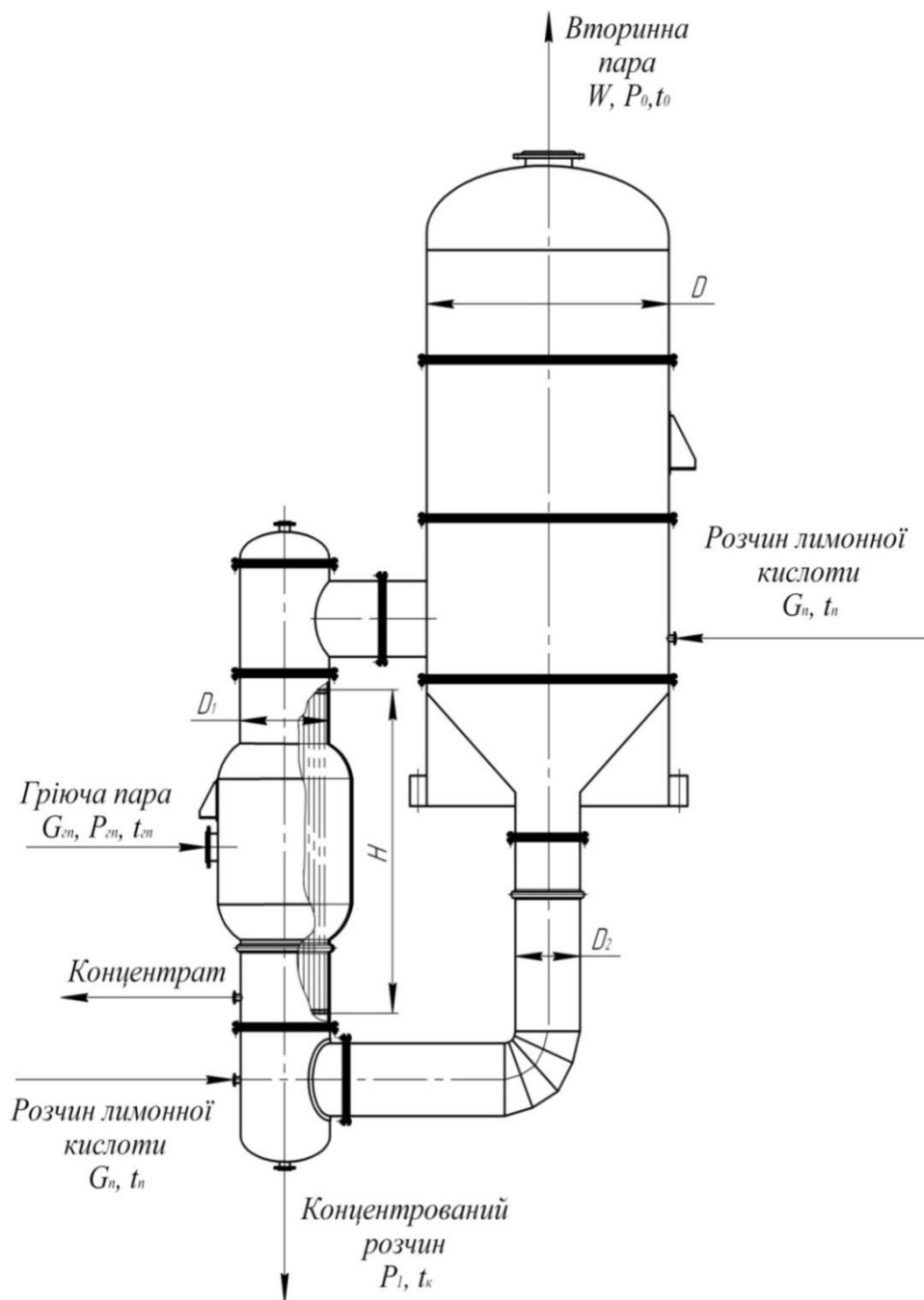


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема вакуум-випарного апарату з природною циркуляцією

ВИСНОВКИ

1. Проведене патентне дослідження показало, що в даний час застосовуються різні типи апаратів, що проектуються. Їх різноманіття обумовлюється сферою їх використання, особливістю теплових режимів та масообмінних процесів, що підтримуються під час проведення технологічного процесу. Патентний пошук та огляд літератури підтвердили відповідність обраної конструкції у виробництві молока, сучасному науково-технічному рівню.

2. Розглянуті математичні моделі процесу згущення та модель технологічного розрахунку режимів згущення.

3. Створена 3D модель випарного апарату з виносною гріючою камерою. При навантаженні елементів виявилось, що умова стійкості та міцності виконується. Деформації конструктивних елементів в допустимих діапазонах.

4. Проведені розрахунки теплового та матеріального балансу, конструктивний розрахунок апарата, визначені основні габаритні розміри та максимальні напруження в апараті.

5. З розрахунків стартап-проекту очевидно, що впровадження даної бізнес ідеї відкриє нові можливості для виробника випарних апаратів для харчової промисловості, а саме виробництва молока. Завдяки даній конструкції випарного апарату з виносною гріючою камерою можливо як зменшити затрати на виробництво молока, так і зекономити на придбанні випарної установки.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Карклиныш Р. Я., Пробок А. К. Биосинтез органических кислот / Рига: «Зинатне», 1972 – 244с.
2. Смирнов В. А. Пищевые кислоты (лимонная, молочная, винная) / М.: «Легкая и пищевая промышленность», 1983 – 264с.
3. Бекер М. Е. Введение в биотехнологию / М.: «Пищевая промышленность», 1978 – 234с.
4. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / М.: «Государственное научно-техническое издательство химической литературы», 1961 – 832с.
5. Чернобыльский И. И. Машины и аппараты химической промышленности // Учебное пособие / Москва-Киев «Машгиз», 1962 – 524 с.
6. Остапчук Н. В. Основы математического моделирования процессов пищевых производств / К.: «ВЫЩА ШКОЛА», 1991 – 367с.
7. Конечно-элементный анализ в SolidWorks Simulation <https://cadregion.ru/solidworks-simulation/konechno-elementnyj-analiz-v-solidworks-simulation.html>
8. ГОСТ 5632-72. Стали высоколегированные и сплавы коррозионностойкие, жаростойкие и жаропрочные // Марки.
9. ГОСТ 380-94. Сталь углеродистая обычная качественная // Марки.
10. ГОСТ 4543-71. Прокат из легированной конструктивной стали // Технические условия.
11. Михалева М. Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств // Примеры и задачи / ЛЭТИ – Л.: «Машиностроение», 1984 – 301с.
12. Соколов В. А., Яблокова М. А. Аппаратура микробиологической промышленности / Л.: «Машиностроение. Ленинград», 1988 – 277с.
13. ГОСТ 11987-81. Аппараты выпарные трубчатые стальные.

14. Лашинский А. А., Толчинский А. Р. Конструирование сварных химических аппаратов // Справочник / ЛЭТИ – Л.: «Машиностроение», 1963 – 465с.
15. Фарамазов С. А. Ремонт и монтаж химических и нефтеперерабатывающих заводов // Учебник для техникумов. Изд. 3-е / М.: «Химия», 1988 – 304с.
16. Соколова В. Н. Машины и аппараты химических производств // Примеры и задачи / ЛЭТИ – Л.: «Машиностроение», 1984 – 384с.
17. Павлов К. Ф., Романов П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии // Учебное пособие для вузов. Изд. 10-е / Л.: «Химия», 1987 – 576с.
18. Каталог электродвигателей предприятия «Барабанчинский электрозавод им. Калинина»
19. Справочник химика // Второе издание. В 7 томах. Том 2-3 / Москва-Ленинград: Химия, 1966.
20. Лощинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Изд. 2-е / ЛЭТИ – Л.: «Машиностроение», 1970 – 752с.
21. Доброногов В.Г., Мікульонок І. О. Конструювання опорних вузлів хімічних апаратів і перевірка несучої спроможності обичайок на дію опорних навантажень // навчальний посібник для студентів / К.: КПИ, 1995 – 184с.
22. Доброногов В. Г., Зубрій О. Г., Воронін Л. Г. Алгоритм розрахунку на вібростійкість валів механічних перемішуючих пристроїв // Методичні вказівки / Київ КПИ, 1988 – 39с.
23. Методические указания к выполнению контрольных работ по дисциплине «Процессы и аппараты химической технологии». Часть 1/ Киев КПИ, 1989 – 87с.
24. Константинов С. М., Луцик Р. В. Збірник задач з технічної

термодинаміки // Навчальний посібник / К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2002 – 380с.

25. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии // Учебник для вузов в 2-ух частях. Часть I / М.: «Химия», 1995 – 400с.
26. Под. ред. Стабникова В. Н. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств / К.: «Вища школа», 1982 – 301с.
27. Под. ред. Дытнерского Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии // Пособие по проектированию / М.: «Химия», 1991 – 496с.
28. Підлісна О. А., Янковий В. В., Дорошенко М. П. Методичні вказівки до виконання організаційно-економічної частини дипломних проектів / К.: «Політехніка» НТУУ «КПІ», 2002 – 28с.

Додаток А

Гідравлічний розрахунок випарного апарату

Швидкість руху молока у випарному апараті [26]:

$$w = \frac{4 \cdot G_n}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho_p} = \frac{4 \cdot 2,89}{3,14 \cdot 1,4^2 \cdot 1261,8} = 1,49 \cdot 10^{-3} \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса при даній швидкості:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,49 \cdot 10^{-3} \cdot 1,4 \cdot 1261,824}{1,612 \cdot 10^{-3}} = 1633,$$

тоді коефіцієнт опору рідини при русі її по трубах:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{1633} = 0,039.$$

Коефіцієнти місцевих опорів [26]:

- вхід у апарат та вихід із нього: $\xi_1 = 1,5$;
- вхід у труби та вихід із них: $\xi_2 = 1,0$;
- поворот на 90° : $\xi_3 = 1,0$.

Сума коефіцієнтів місцевих опорів:

$$\sum \xi = 2 \cdot \xi_1 + 2 \cdot \xi_2 + 4 \cdot \xi_3 = 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1 + 4 \cdot 1 = 9,0.$$

Перепад тиску в апараті [26]:

$$\Delta p = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2} =$$
$$= \left(0,039 \cdot \frac{5}{0,038} + 9,0 \right) \cdot \frac{1,49^2 \cdot 10^{-6} \cdot 1261,8}{2} = 0,02 \text{ МПа.}$$

Оскільки перепад тиску дуже малий, то використовувати додатковий насос не потрібно.

Розрахунок барометричного конденсатора

Масова витрата води, що витрачається на конденсацію вторинної пари [27]:

$$G_{\text{в}} = \frac{W \cdot (i_0 - c_{\text{в}0} \cdot t_{0\text{к}})}{c_{\text{в}0} \cdot (t_{0\text{н}} - t_{0\text{к}})}, \quad (73)$$

де $t_{0\text{к}}$ – кінцева температура суміші води та конденсату вторинної пари:

$$t_{0\text{к}} = t_0 - 3,0 = 92,02 - 3,0 = 89,02 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$t_{0\text{н}}$ – початкова температура води, якою конденсують вторинну пару, $t_{0\text{н}} = 20^\circ\text{C}$ [27]; i_0 – питома ентальпія вторинної пари в барометричному конденсаторі, $i_0 = 2662,04 \cdot 10^3$ Дж/кг [24]; $c_{\text{в}0}$ – теплоємність води при $t_{0\text{к}}$, $c_{\text{в}0} = 4,19 \cdot 10^3$ Дж/кг К [17], тоді (73) прийме значення:

$$G_{\text{в}} = \frac{2,223 \cdot (2662,04 \cdot 10^3 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 89,02)}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (89,02 - 20)} = 17,6 \text{ кг/с.}$$

Діаметр барометричного конденсатора [27]:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\rho_{\text{ен}} \cdot \pi \cdot w_{\text{ен}}}}, \quad (74)$$

де $\rho_{\text{ен}}$ – густина вторинної пари при t_0 , $\rho_{\text{ен}} = 0,455$ кг/м³ [17]; $w_{\text{ен}}$ – швидкість руху вторинної пари:

$$w_{\text{ен}} = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d_K^2 \cdot \rho_{\text{ен}}}, \quad (75)$$

де d_K – діаметр умовного проходу штуцера виходу вторинної пари: $d_K = 800$ мм, тоді, швидкість вторинної пари складатиме:

$$w_{\text{ен}} = \frac{4 \cdot 2,223}{3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 0,455} = 9,725 \text{ м/с.}$$

Підставимо отримані значення в (74) і отримаємо:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,223}{0,455 \cdot 3,14 \cdot 9,725}} = 0,8 \text{ м.}$$

Обираємо стандартний барометричний конденсатор [27] з наступними параметрами (див. рисунок 4.3):

- внутрішній діаметр барометричного конденсатору $D_0 = 800$ мм;
- відстань від верхньої полиці до кришки апарату $a = 1300$ мм;
- відстань від нижньої полиці до днища апарату $r = 1200$ мм;
 - ширина полиці $b' = 500$ мм;
 - відстань між осями конденсатору та пастки $K'_1 = 950$ мм,
 $K'_2 = 835$ мм;
 - висота апарату $H_0 = 5080$ мм;
 - ширина апарату $T_0 = 2350$ мм;
 - діаметр пастки $D_{n1} = 500$ мм, $D_{n2} = 400$ мм;
 - висота пастки $h_{n1} = 1700$ мм, $h_{n2} = 1350$ мм;
 - відстань між полицями $a_1 = 200$ мм, $a_2 = 260$ мм, $a_3 = 320$ мм,
 $a_4 = 380$ мм, $a_5 = 440$ мм;
 - діаметри умовного проходу штуцерів:
 - А – для входу вторинної пари 350 мм;
 - Б – для входу води 200 мм;
 - В – для виходу парогазової суміші 125 мм;
 - Г – для барометричної труби 200 мм;
 - С – для з'єднання з атмосферою 25 мм;
 - И – для входу парогазової суміші 180 мм;
 - Ж – для виходу парогазової суміші 80 мм;
 - Е – для барометричної труби 70 мм.

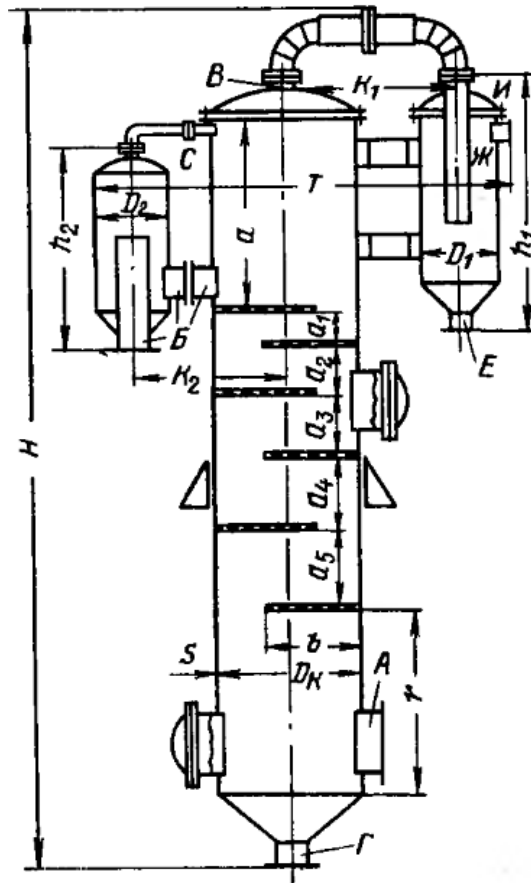


Рисунок 4.3 – Схема барометричного конденсатора з сегментними перегородками

Швидкість води в барометричній трубі:

$$w_{\text{в}} = \frac{4 \cdot (G_{\text{в}} + W)}{\rho_{\text{в}0} \cdot \pi \cdot d_{\text{бт}}^2}, \quad (76)$$

де $\rho_{\text{в}0}$ – густина води при температурі t_0 : $\rho_{\text{в}0} = 963,6 \text{ кг/м}^3$ [14]; $d_{\text{бт}}$ – діаметр барометричних труб: $d_{\text{бт}} = 200 \text{ мм}$ [26], підставивши в (76), отримаємо значення швидкості:

$$w_{\text{в}} = \frac{4 \cdot (17,6 + 2,223)}{963,6 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,655 \text{ м/с.}$$

Висота барометричних труб визначається зі співвідношення [27]:

$$H_{\text{бт}} = \frac{B'}{\rho_{\text{в}0} \cdot g} + \left(1 + \sum \xi' + \lambda \cdot \frac{H_{\text{бт}}}{d_{\text{бт}}} \right) \cdot \frac{w_{\text{в}}^2}{2 \cdot g} + 0,5, \quad (77)$$

де B' – залишковий тиск (вакуум) у барометричному конденсаторі:

$$B' = p_{атм} - p_0, \quad (78)$$

де $p_{атм}$ – атмосферний тиск: $p_{атм} = 0,1 \cdot 10^6$ Па [24]; p_0 – тиск у барометричному конденсаторі при t_0 : $p_0 = 0,076 \cdot 10^6$ Па [24], тоді:

$$B' = 0,1 \cdot 10^6 - 0,076 \cdot 10^6 = 0,024 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$\sum \xi'$ – сумарний коефіцієнт місцевого опору, $\sum \xi' = 2$ [26]; λ' – коефіцієнт тертя (визначається в залежності від режиму руху рідини в трубах).

Критерій Рейнольдса визначаємо за формулою:

$$Re' = \frac{w_e \cdot d_{\bar{om}} \cdot \rho_{e0}}{\mu_{e0}}, \quad (79)$$

де μ_{e0} – коефіцієнт динамічної в'язкості води при температурі t_0 : $\mu_{e0} = 0,308 \cdot 10^{-3}$ Па с [17], тоді:

$$Re' = \frac{0,655 \cdot 0,2 \cdot 963,6}{0,308 \cdot 10^{-3}} = 410.$$

При знайденому критерії Рейнольдса коефіцієнт тертя визначається за формулою [26]:

$$\lambda' = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_{\bar{om}}} + \frac{68}{Re'} \right)^{0,25}, \quad (80)$$

де Δ – шорсткість труб: $\Delta = 0,2$ мм [24], тоді:

$$\lambda' = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,2} + \frac{68}{410} \right)^{0,25} = 0,07.$$

Підставимо отримані значення у (77) і перепишемо його наступним чином:

$$H_{\bar{om}} = \frac{0,024 \cdot 10^6}{963,6 \cdot 9,81} + \left(1 + \frac{2}{0,07} \cdot \frac{H_{\bar{om}}}{0,2} \right) \cdot \frac{0,655^2}{2 \cdot 9,81} + 0,5,$$

зробивши необхідні перетворення, отримаємо: $H_{\bar{om}} = 3,234$ м.

Продуктивність вакуум-насосу визначається за формулою [27]:

$$\begin{aligned} G_{нов} &= 2,5 \cdot 10^{-5} \cdot (W + G_e) + 0,01 \cdot W = \\ &= 2,5 \cdot 10^{-5} \cdot (2,223 + 17,6) + 0,01 \cdot 2,223 = 22,725 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Об'ємна продуктивність вакуум-насосу:

$$V_{нов} = R \cdot (273 + t_{нов}) \cdot \frac{G_{нов}}{M_{нов} \cdot p_{нов}}, \quad (81)$$

де R – універсальна газова стала: $R = 8,31 \text{ Дж/моль К}$ [24]; $M_{нов}$ – молярна маса повітря: $M_{нов} = 29 \cdot 10^{-3} \text{ кг/моль}$ [24]; $t_{нов}$ – температура повітря, яка визначається за формулою:

$$t_{нов} = t_{0н} + 4 + 0,1 \cdot (t_{0к} - t_{0н}) = 20 + 4 + 0,1 \cdot (89,02 - 20) = 30,9^\circ\text{C};$$

$p_{нов}$ – тиск повітря в апараті:

$$p_{нов} = p_0 - p_n, \quad (82)$$

p_n – тиск насиченої водяної пари при $t_{нов}$: $p_n = 0,45 \cdot 10^4 \text{ Па}$ [24], тоді:

$$p_{нов} = 0,76 \cdot 10^5 - 0,045 \cdot 10^5 = 0,715 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Підставивши необхідні значення в (30), отримаємо:

$$V_{нов} = 8,31 \cdot (273 + 30,9) \cdot \frac{22,725 \cdot 10^{-3}}{29 \cdot 10^{-3} \cdot 0,715 \cdot 10^5} = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Зі стандартного ряду для нашого випарного апарату обираємо вакуум-насос ВВН-3 із такими параметрами [27]:

- продуктивність $V_{нов} = 3 \text{ м}^3/\text{хв}$;
- потужність на валу $N_{нов} = 6,5 \text{ кВт}$.

Розрахунок штуцерів випарного апарату

Вихідні дані:

- додаток до розрахункової товщини стінки $c' = 1,5 \text{ мм}$;
- допустиме напруження матеріалу штуцера $[\sigma] = 267 \text{ МПа}$;
- коефіцієнт міцності зварних швів $\varphi = 0,95$.

У таблиці 11 наведено перелік штуцерів, їх умовний діаметр, та основні параметри фланцевого з'єднання останніх з трубопроводами.

Таблиця 4.1 Характеристика штуцерів випарного апарату

№	Умовне позначення	D_y , мм	D_ϕ , мм	p , МПа	Болти	z , шт	h_ϕ , мм
1	Е	400	535	0,4	М22	16	18
2	Ж	800	975	0,1	М30	24	21
3	К	65	160	0,1	М14	4	11
4	Л	50	140	0,1	М14	4	10
5	М	50	140	0,2	М14	4	10
6	Н	40	130	0,136	М14	4	10
7	П	50	140	0,136	М14	4	10
8	Р	50	140	0,1	М14	4	10
9	С	25	100	0,1	М11	4	10
10	Т	25	100	0,1	М11	4	10
11	Ш	40	130	0,1	М14	4	10

Схема штуцера до розрахунку наведена на рисунку 6. Товщини стінок патрубків розраховуємо за формулою (19).

Штуцер для вводу гріючої пари ($D_y = 400$ мм):

$$S_1^R = \frac{0,4 \cdot 0,4}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,4} = 0,32 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_1' = S_1^R + c' = 0,32 + 1,5 = 1,82 \text{ мм}.$$

Штуцер для виходу вторинної пари ($D_y = 800$ мм):

$$S_2^R = \frac{0,1 \cdot 0,8}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,1} = 0,16 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_2' = S_2^R + c' = 0,16 + 1,5 = 1,66 \text{ мм}.$$

Штуцер для вводу ($D_y = 65$ мм):

$$S_3^R = \frac{0,1 \cdot 0,065}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,1} = 0,01 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_3' = S_3^R + c' = 0,01 + 1,5 = 1,51 \text{ мм}.$$

Штуцер для виходу конденсату і для з'єднання з атмосферою ($D_y = 50$ мм):

$$S_4^R = S_8^R = \frac{0,1 \cdot 0,05}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,1} = 0,01 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_4' = S_4^R + c' = 0,01 + 1,5 = 1,51 \text{ мм}.$$

Штуцер для миття апарату ($D_y = 40$ мм):

$$S_5^R = \frac{0,2 \cdot 0,05}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,2} = 0,02 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_5' = S_5^R + c' = 0,02 + 1,5 = 1,52 \text{ мм}.$$

Штуцер для відбору проб ($D_y = 40$ мм):

$$S_6^R = \frac{0,136 \cdot 0,04}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,136} = 0,01 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_6' = S_6^R + c' = 0,01 + 1,5 = 1,51 \text{ мм}.$$

Штуцер для зливання з апарату ($D_y = 50$ мм):

$$S_7^R = \frac{0,136 \cdot 0,05}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,136} = 0,01 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_7' = S_7^R + c' = 0,01 + 1,5 = 1,51 \text{ мм}.$$

Штуцер для гільзи термометра і манометра ($D_y = 25$ мм):

$$S_9^R = S_{10}^R = \frac{0,1 \cdot 0,025}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,1} = 0,005 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_9' = S_9^R + c' = 0,005 + 1,5 = 1,505 \text{ мм}.$$

Штуцер для гільзи барометра ($D_y = 40$ мм):

$$S_{11}^R = \frac{0,1 \cdot 0,04}{2 \cdot 267 \cdot 0,95 - 0,1} = 0,01 \text{ мм},$$

з урахуванням додатку c' :

$$S_{11}' = S_{11}^R + c' = 0,01 + 1,5 = 1,51 \text{ мм}.$$

Приймаємо товщину стінок всіх штуцерів рівною 2 мм.

Довжину штуцерів визначаємо за формулою (20).

Штуцер для вводу грійочої пари ($D_y = 400$ мм):

$$l_1 = 1,25 \cdot \sqrt{0,4 \cdot (0,002 - 0,0015)} = 0,018 \text{ м}.$$

Штуцер для виводу вторинної пари ($D_y = 800$ мм):

$$l_2 = 1,25 \cdot \sqrt{0,8 \cdot (0,002 - 0,0015)} = 0,025 \text{ м}.$$

Штуцер для вводу ($D_y = 65$ мм):

$$l_3 = 1,25 \cdot \sqrt{0,065 \cdot (0,002 - 0,0015)} = 0,007 \text{ м}.$$

Штуцер для відведення конденсату, промивання апарату, зливу і з'єднання з атмосферою ($D_y = 50$ мм):

$$l_4 = l_5 = l_7 = l_8 = 1,25 \cdot \sqrt{0,05 \cdot (0,002 - 0,0015)} = 0,006 \text{ м}.$$

Штуцер для відбору проб та гільзи баромера ($D_y = 40$ мм):

$$l_6 = l_{11} = 1,25 \cdot \sqrt{0,04 \cdot (0,002 - 0,0015)} = 0,006 \text{ м}.$$

Штуцер для гільзи термометра та манометра ($D_y = 25$ мм):

$$l_9 = l_{10} = 1,25 \cdot \sqrt{0,025 \cdot (0,002 - 0,0015)} = 0,004 \text{ мм}.$$

Розрахунковий виліт штуцерів має досить мале значення, то (для зручності з'єднання з трубопроводами) приймаємо його рівними 120 мм.

Розрахунок товщини стінки деталей випарного апарату

Вихідні дані:

- абсолютний тиск грійочої пари $p_{gn} = 0,4$ МПа;
- абсолютний тиск навколишнього середовища $p_{амм} = 0,1$ МПа;

- абсолютний тиск пари в сепараторі $p_1 = 0,08$ МПа;
- діаметр гріючої камери $D = 1,4$ м;
- діаметр сепаратора $D_1 = 3,2$ м;
- діаметр циркуляційної труби $D_2 = 0,9$ м;
- висота гріючої камери $H_{зк} = 7,29$ м;
- висота днища гріючої камери $H_{дн.зк} = 2,39$ м;
- висота царги гріючої камери $H_{ц.зк} = 1,68$ м;
- висота верхньої царги сепаратора $H_{в.ц.с} = 1,86$ м;
- висота нижньої царги сепаратора $H_{н.ц.с} = 1,89$ м;
- висота днища сепаратора $H_{дн.с} = 1,49$ м;
- висота циркуляційної труби $H_{ц.т} = 3,39$ м;
- половина кута конусності днища сепаратора $\alpha = 45^\circ$;
- модуль пружності (Юнга) матеріалу стінки $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;
- коефіцієнт міцності зварних швів $\varphi = 0,95$;
- коефіцієнт запасу стійкості $n_y = 2,4$;
- густина молока $\rho_g = 1261,8$ кг/м³;
- прискорення вільного падіння $g = 9,81$ м/с².

Розрахунок товщини стінки деталей гріючої камери

Розрахунок товщини стінки корпусу гріючої камери

Схема до розрахунку товщини, що знаходиться під внутрішнім тиском зображено на рисунку 7.

Розрахункову товщину стінки циліндричного корпусу гріючої камери розраховуємо за формулою:

$$S_{к.зк}^R = \frac{p_{зк} \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi - p_{зк}} = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot 0,95 - 0,4 \cdot 10^6} = 0,0011 \text{ м.}$$

тоді, за формулою (23) товщина стінки буде рівна:

$$S_{к.зк} = 1,1 + 1,5 + 0 + 0 + 1,4 = 4 \text{ мм},$$

де $c_4 = 1,4$ мм.

Допустимий тиск на стінку:

$$[p]_{к.зк} = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi \cdot (S_{зк} - c_1)}{D + S_{зк} - c_1} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot 0,95 \cdot (0,004 - 0,0015)}{1,4 + 0,004 - 0,0015} = 0,904 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Перевіримо виконання умови міцності (24):

$$0,904 \text{ МПа} > 0,4 \text{ МПа}.$$

Умова виконується, отже приймаємо товщину стінки гріючої камери рівною 4 мм.

Розрахунок товщини стінки днища гріючої камери

Розрахункова схема еліптичного днища, що знаходиться під дією внутрішнього тиску зображена на рисунку 8.

Для знаходження товщини стінки днища гріючої камери визначимо гідравлічний тиск, що діє на нього:

$$p_{зк.зд} = \rho \cdot g \cdot H_{зк} = 1261,8 \cdot 9,81 \cdot 7,29 = 0,09 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

тоді розрахунковий тиск у апараті:

$$p_{зк} = p_1 + p_{зд} = 0,08 \cdot 10^6 + 0,09 \cdot 10^6 = 0,17 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

За отриманого тиску товщина стінки днища гріючої камери визначатиметься за формулою [11]:

$$S_{дн.зк}^R = \frac{p_{зк} \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi - p_{зк}} \cdot \frac{D}{2H_{дн.зк}} =$$

$$= \frac{0,204 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot 0,95 - 0,17 \cdot 10^6} \cdot \frac{1,7}{2 \cdot 2,39} = 0,00016 \text{ м}.$$

За (23) товщина стінки днища гріючої камери дорівнює:

$$S_{дн.зк} = 0,16 + 1,5 + 0 + 0 + 0,34 = 2 \text{ мм},$$

де $c_4 = 0,34$ мм.

Допустимий тиск на стінку [11]:

$$[p]_{\text{дн.зк}} = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi \cdot (S_{\text{дн.зк}} - c')}{D + S_{\text{дн.зк}} - c'} =$$

$$= \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot 0,95 \cdot (0,002 - 0,0015)}{1,4 + 0,002 - 0,0015} = 0,181 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

За формулою (24) перевіримо, чи виконується умова міцності:

$$0,181 \text{ МПа} > 0,17 \text{ МПа} - \text{умова виконується.}$$

Розрахунок товщини стінки царги грійочої камери

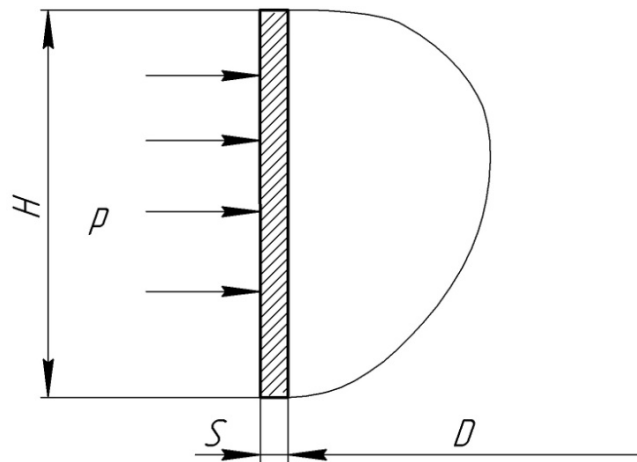


Рисунок 16 – Розрахункова схема для розрахунку товщини стінки циліндричної обичайки, що знаходиться під зовнішнім тиском

Розрахуємо товщину стінки царги грійочої камери за допомогою наступної формули [11]:

$$S_R = \max \left\{ \begin{array}{l} K_2 \cdot D \cdot 10^{-2} \\ 1,1 \cdot p_{\text{атм}} \cdot \frac{D}{2[\sigma]} \end{array} \right\}, \quad (83)$$

де K_2 – коефіцієнт, який визначається графічно за допомогою коефіцієнтів:

$$K_3^{\text{ц.зк}} = \frac{H_{\text{ц.зк}}}{D} = \frac{1,68}{1,4} = 1,2,$$

$$K_1^{\text{ц.зк}} = \frac{n_y \cdot p_{\text{атм}}}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 1,0 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,5,$$

де E – модуль пружності (Юнга) матеріалу,

$$K_{2}^{u.zk} = \frac{10^3 \cdot [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 267 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 1,335,$$

тоді $K_2^{u.zk} = 0,35$. Отже, розрахункове значення товщини стінки царги гріючої камери за (83):

$$S_{u.zk}^{R'} = K_2^{u.zk} \cdot D \cdot 10^{-2} = 0,35 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2} = 0,0049 \text{ м};$$

$$S_{u.zk}^{R''} = 1,1 \cdot p_{атм} \cdot \frac{D}{2[\sigma]} = 1,1 \cdot 1,0 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,4}{2 \cdot 267 \cdot 10^6} = 0,0003 \text{ м},$$

тоді: $S_{u.zk}^R = S_{u.zk}^{R'} = 4,9 \text{ мм}$.

Дійсна товщина стінки царги гріючої камери за (23):

$$S_{u.zk} = 4,9 + 1,5 + 0 + 0 + 1,6 = 8 \text{ мм},$$

де $c_4 = 1,6 \text{ мм}$.

Допустимий тиск на стінку:

$$[p] = \frac{[p]_M}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_M}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (84)$$

де $[p]_M$ – допустимий зовнішній тиск з умов міцності в умовах пружності:

$$[p]_{u.zk}^M = \frac{2[\sigma] \cdot (S_{u.zk} - c')}{D + S_{u.zk} - c'} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot (0,008 - 0,0015)}{1,4 + 0,008 - 0,0015} = 2,468 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$[p]_E$ – допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в умовах пружності:

$$[p]_{u.zk}^E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y \cdot B_1} \cdot \frac{D}{H_{u.zk}} \cdot \left[\frac{100 \cdot (S - c')}{D^{zk}} \right]^{2,5}, \quad (85)$$

у якій: n_y – коефіцієнт запасу стійкості; B_1 – коефіцієнт, який вибирається із співвідношення [11]:

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \cdot \frac{D}{H} \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (S - c')}} \right\}, \quad (86)$$

$$B_1' = 1,0,$$

$$B_1'' = 9,45 \cdot \frac{D}{H_{ц.зк}} \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (S_{ц.зк} - c')}} =$$

$$= 9,45 \cdot \frac{1,4}{1,68} \cdot \sqrt{\frac{1,4}{100 \cdot (0,008 - 0,0015)}} = 11,557.$$

Отже, $B_1 = B_1' = 1,0$.

Підставимо в (85) і отримаємо:

$$[p]_{ц.зк}^E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{2,4 \cdot 1,0} \cdot \frac{1,4}{1,67} \cdot \left[\frac{100 \cdot (0,008 - 0,0015)}{1,4} \right]^{2,5} = 0,212 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Підставимо отримані значення допустимих тисків у (84), і перевіримо, чи виконується співвідношення (24):

$$[p]_{ц.зк} = \frac{2,468}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,468}{0,212} \right)^2}} = 0,211 \text{ МПа};$$

$0,211 \text{ МПа} > 0,1 \text{ МПа}$ – умова міцності виконується.

Розрахунок товщини стінки кришки гріючої камери

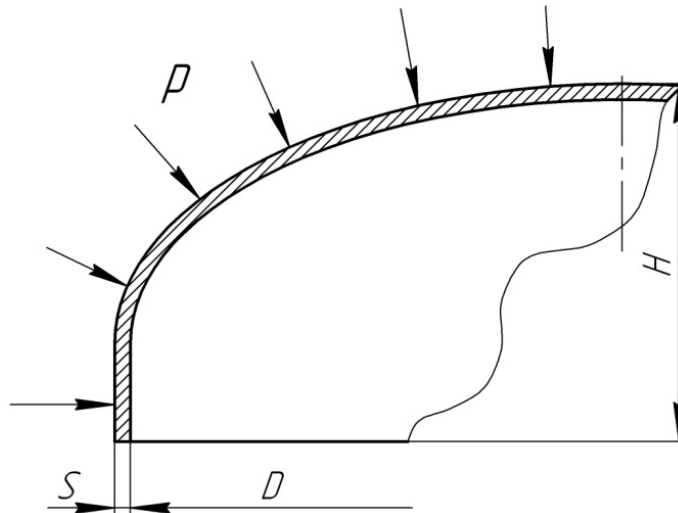


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема для розрахунку товщини стінки еліптичної кришки (днища), що знаходиться під зовнішнім тиском

Розрахунок товщини кришки гріючої камери проводимо у відповідності зі співвідношенням [11]:

$$S_{к.зк}^R = \max \left\{ \frac{0,9D}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P_{атм}}{10^{-6} \cdot E}}, \frac{P_{атм} \cdot D}{2[\sigma]} \right\}, \quad (87)$$

$$S_{к.зк}^{R'} = \frac{0,9D}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P_{атм}}{10^{-6} \cdot E}} = \frac{0,9 \cdot 1,4}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 1,0 \cdot 10^5}{10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}} = 0,0027 \text{ м};$$

$$S_{к.зк}^{R''} = \frac{P_{атм} \cdot D}{2[\sigma]} = \frac{1,0 \cdot 10^5 \cdot 1,4}{2 \cdot 267 \cdot 10^6} = 0,0003 \text{ м},$$

тоді, $S_{к.зк}^R = S_{к.зк}^{R'} = 2,7 \text{ мм}$.

Виконавча товщина стінки кришки грюючої камери за (24):

$$S_{к.зк} = 2,7 + 1,5 + 0 + 0 + 1,8 = 6 \text{ мм},$$

де $c_4 = 1,8 \text{ мм}$.

Допустимий тиск визначається за формулою (84), у якій [11]:

$$[p]_{к.зк}^M = \frac{2[\sigma] \cdot (S_{к.зк} - c')}{D + 0,5(S_{к.зк} - c')} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot (0,006 - 0,0015)}{1,4 + 0,5 \cdot (0,006 - 0,0015)} = 1,714 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$[p]_{к.зк}^E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot \left| \frac{100 \cdot (S_{к.зк} - c')}{K_e \cdot D} \right|^2, \quad (88)$$

де:

$$K_e^{к.зк} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot x') \cdot x'}{1 + (3 + 10 \cdot x') \cdot x'}, \quad (89)$$

у якій:

$$x'_{к.зк} = \frac{15 \cdot (S_{к.зк} - c')}{D} = \frac{15 \cdot (0,006 - 0,0015)}{1,4} = 0,048.$$

Підставимо значення x' в (89), а потім отримане значення в (88) і отримаємо:

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,048) \cdot 0,048}{1 + (3 + 10 \cdot 0,048) \cdot 0,048} = 0,971,$$

$$[p]_{к.зк}^E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{2,4} \cdot \frac{[100 \cdot (0,006 - 0,0015)]^2}{0,971 \cdot 1,4} = 0,237 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Підставимо отримані значення допустимих тисків у (84), і перевіримо, чи виконується співвідношення (24):

$$[p]_{к.зк} = \frac{1,714}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,714}{0,237}\right)^2}} = 0,235 \text{ МПа;}$$

$0,235 \text{ МПа} > 0,1 \text{ МПа}$ – умова міцності виконується.

Розрахунок товщини стінки деталей сепаратора

Розрахунок товщини стінки верхньої царги сепаратора

Розрахунок товщини стінки верхньої царги сепаратора (див. рисунок 16) знаходимо за формулою (83) у якій [11]:

$$K_3^{в.ц.с} = \frac{H_{в.ц.с}}{D_1} = \frac{1,86}{3,2} = 0,581,$$

$$K_1^{в.ц.с} = \frac{n_y \cdot P_{атм}}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 1,0 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,5,$$

$$K_4^{в.ц.с} = \frac{10^3 \cdot [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 267 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 1,335,$$

тоді: $K_2^{в.ц.с} = 0,28$;

$$S_{в.ц.с}^{R'} = K_2 \cdot D_1 \cdot 10^{-2} = 0,28 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} = 0,009 \text{ м,}$$

$$S_{в.ц.с}^{R''} = 1,1 \cdot p_{атм} \cdot \frac{D_1}{2[\sigma]} = 1,1 \cdot 1,0 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,2}{2 \cdot 267 \cdot 10^6} = 0,0007 \text{ м.}$$

Приймаємо $S_{в.ц.с}^R = S_{в.ц.с}^{R'} = 9 \text{ мм.}$

Виконавча товщина стінки за формулою (23):

$$S_{в.ц.с} = 9 + 1,5 + 0 + 0 + 1,5 = 12 \text{ мм,}$$

де $c_4 = 1,5 \text{ мм.}$

Допустимий тиск визначається за формулою (84), у якій:

$$[p]_{в.ц.с}^M = \frac{2[\sigma] \cdot (S_{в.ц.с} - c')}{D_1 + S_{в.ц.с} - c'} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot (0,012 - 0,0015)}{3,2 + 0,012 - 0,0015} = 1,746 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$[p]_{в.ц.с}^E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n \cdot B} \cdot \frac{D}{H} \cdot \left[\frac{100 \cdot (S_{в.ц.с} - c')}{D} \right]^{2,5}, \quad (90)$$

де коефіцієнт B_1 визначається за формулою (86) у якій:

$$B_1' = 1,0,$$

$$B_1'' = 9,45 \cdot \frac{D_1}{H} \cdot \sqrt{\frac{D_1}{100 \cdot (S_{в.ц.с} - c')}} =$$

$$= 9,45 \cdot \frac{3,2}{1,86} \cdot \sqrt{\frac{3,2}{100 \cdot (0,012 - 0,0015)}} = 28,382.$$

Приймаємо $B_1 = B_1' = 1,0$, тоді:

$$[p]_{ц.с}^E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{2,4 \cdot 1,0} \cdot \frac{3,2}{1,86} \cdot \left[\frac{100 \cdot (0,012 - 0,0015)}{3,2} \right]^{2,5} = 0,184 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Підставимо отримані значення допустимих тисків у (84), і перевіримо, чи виконується співвідношення (24):

$$[p]_{ц.с} = \frac{1,746}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,746}{0,184} \right)^2}} = 0,183 \text{ МПа};$$

$0,183 \text{ МПа} > 0,1 \text{ МПа}$ – умова міцності виконується.

Розрахунок товщини стінки нижньої царги сепаратора

Розрахункову товщину стінки нижньої царги сепаратора (див. рисунок
16) знаходимо за формулою (83) у якій:

$$K_3^{н.ц.с} = \frac{H_{н.ц.с}}{D_1} = \frac{1,89}{3,2} = 0,591,$$

$$K_1^{н.ц.с} = \frac{n_y \cdot P_{атм}}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 1,0 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,5,$$

$$K_4^{н.ц.с} = \frac{10^3 \cdot [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 267 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 1,335,$$

тоді: $K_2^{н.ц.с} = 0,28$;

$$S_{н.ц.с}^{R'} = K_2^{н.ц.с} \cdot D_1 \cdot 10^{-2} = 0,28 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} = 0,009 \text{ м},$$

$$S_{н.ц.с}^{R''} = 1,1 \cdot p_{атм} \cdot \frac{D_1}{2[\sigma]} = 1,1 \cdot 1,0 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,2}{2 \cdot 267 \cdot 10^6} = 0,0007 \text{ м}.$$

Приймаємо $S_{н.ц.с}^R = S_{н.ц.с}^{R'} = 9 \text{ мм}.$

Виконавча товщина стінки за (23):

$$S_{н.ц.с} = 9 + 1,5 + 0 + 0 + 1,5 = 12 \text{ мм},$$

де $c_4 = 1,5 \text{ мм}.$

Допустимий тиск визначається за формулою (84), у якій:

$$[p]_{н.ц.с}^M = \frac{2[\sigma] \cdot (S_{н.ц.с} - c')}{D_1 + S_{н.ц.с} - c'} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot (0,012 - 0,0015)}{3,2 + 0,012 - 0,0015} = 1,746 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$[p]_{н.ц.с}^E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n \cdot B_1} \cdot H_{н.ц.с}^{-1} \cdot \left[\frac{100 \cdot (S_{н.ц.с} - c')}{D_1} \right]^{2,5}, \quad (91)$$

де коефіцієнт B_1 визначається за формулою (89) у якій:

$$B_1' = 1,0,$$

$$B_1'' = 9,45 \cdot \frac{D_1}{H_{н.ц.с}} \cdot \sqrt{\frac{D_1}{100 \cdot (S_{н.ц.с} - c')}} =$$

$$= 9,45 \cdot \frac{3,2}{1,89} \cdot \sqrt{\frac{3,2}{100 \cdot (0,012 - 0,0015)}} = 27,932.$$

Приймаємо $B_1 = B_1' = 1,0$, тоді:

$$[p]_{н.ц.с}^E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{2,4 \cdot 1,0} \cdot \frac{3,2}{1,89} \cdot \left[\frac{100 \cdot (0,012 - 0,0015)}{3,2} \right]^{2,5} = 0,181 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Підставимо отримані значення допустимих тисків у (84) і перевіримо, чи виконується співвідношення (24):

$$[p]_{н.ч.с} = \frac{1,746}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,746}{0,181}\right)^2}} = 0,18 \text{ МПа};$$

0,18 МПа > 0,1 МПа – умова міцності виконується.

Розрахунок товщини стінки днища сепаратора

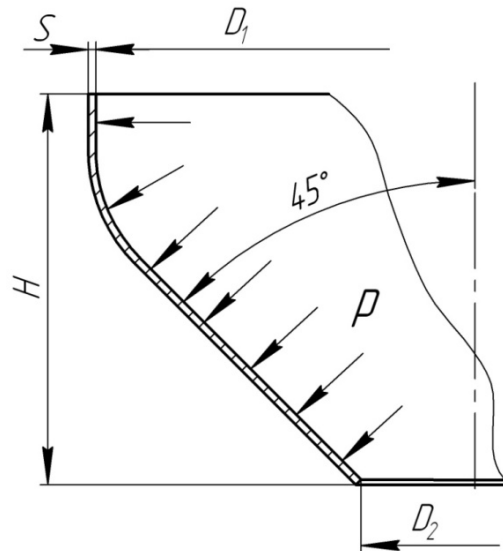


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема для розрахунку товщини стінки конічного днища, що знаходиться під внутрішнім тиском

Для знаходження товщини стінки днища сепаратора необхідно визначити гідравлічний тиск, що діє на нього [11]:

$$p_{гд} = \rho_p \cdot g \cdot H_{дн} = 1261,8 \cdot 9,81 \cdot 1,49 = 0,018 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

тоді тиск у апараті складатиме:

$$p_{дн.с} = p_1 + p_{гд} = 0,8 \cdot 10^5 + 0,018 \cdot 10^6 = 0,098 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Оскільки внутрішній тиск на днище менший за атмосферний розрахункову товщину стінки днища сепаратора знаходимо за формулою (83) якщо:

$$H_g = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot \sin \alpha} = \frac{3,2 - 0,9}{2 \cdot \sin 45} = 1,627$$

$$D_E = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot \cos \alpha} = \frac{3,2 - 0,9}{2 \cdot \cos 45} = 1,627$$

тоді:

$$K_3^{\partial.c} = \frac{H_E}{D_E} = \frac{1,627}{1,627} = 1$$

$$K_1^{\partial.c} = \frac{n_y \cdot P_{атм}}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 1,0 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,5$$

$$K_4^{\partial.c} = \frac{10^3 \cdot [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 267 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 1,335$$

тоді: $K_2^{\partial.c} = 0,5$;

$$S_{\partial.c}^{R'} = K_2^{\partial.c} \cdot D_E \cdot 10^{-2} = 0,5 \cdot 1,627 \cdot 10^{-2} = 0,0081 \text{ м,}$$

$$S_{\partial.c}^{R''} = 1,1 \cdot P_{атм} \cdot \frac{D_E}{2[\sigma]} = 1,1 \cdot 1,0 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,627}{2 \cdot 267 \cdot 10^6} = 0,0003 \text{ м.}$$

Приймаємо $S_{\partial.c}^R = S_{\partial.c}^{R'} = 8,1 \text{ мм.}$

Виконавча товщина стінки за (23):

$$S_{\partial.c} = 8,1 + 1,5 + 0 + 0 + 0,4 = 10 \text{ мм,}$$

де $c_4 = 0,4 \text{ мм.}$

Допустимий тиск визначається за формулою (84), у якій:

$$[p]_{\partial.c}^M = \frac{2[\sigma] \cdot (S_{\partial.c} - c')}{\frac{D_E}{\cos \alpha} + S_{\partial.c} - c'} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot (0,01 - 0,0015)}{\frac{1,627}{\cos 45} + 0,01 - 0,0015} = 1,965 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

$$[p]_{\partial.c}^E = \frac{2,21 \cdot 10^{-5} \cdot E \cdot [100 \cdot (S_{\partial.c} - c')]^3}{n_y \cdot \left[\frac{D_E^{\partial.c}}{E} \right]} =$$

$$= \frac{2,21 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot [100 \cdot (0,01 - 0,0015)]^3}{2,4 \cdot \left[\frac{1,627}{1,627} \right]} = 0,263 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Підставимо отримані значення допустимих тисків у (84), і перевіримо, чи виконується співвідношення (24):

$$[p]_{d.c} = \frac{1,965}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,965}{0,263}\right)^2}} = 0,261 \text{ МПа};$$

0,261 МПа > 0,1 МПа – умова міцності виконується.

Розрахунок товщини стінки кришки сепаратора

Розрахункову товщину стінки кришки сепаратора (див. рисунок 17) знаходимо за формулою (87) у якій:

$$S_{к.с}^{R'} = \frac{0,9 \cdot D_1}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot p}{10^{-6} \cdot E}} = \frac{0,9 \cdot 3,2}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 1,0 \cdot 10^5}{10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}} = 0,0062 \text{ м},$$

$$S_{к.с}^{R''} = \frac{p \cdot D_1}{2[\sigma]} = \frac{1,0 \cdot 10^5 \cdot 3,2}{2 \cdot 267 \cdot 10^6} = 0,0006 \text{ м}.$$

Приймаємо $S_{к.с}^R = S_{к.с}^{R''} = 6,2 \text{ мм}$.

Виконавча товщина стінки кришки сепаратора за (23):

$$S_{к.с} = 6,2 + 1,5 + 0 + 0 + 0,3 = 8 \text{ мм},$$

де $c_4 = 0,3 \text{ мм}$.

Допустимий тиск визначається за формулою (84), у якій:

$$[p]_{к.с}^M = \frac{2[\sigma] \cdot (S_{к.с} - c')}{D_1 + 0,5(S_{к.с} - c')} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot (0,008 - 0,0015)}{3,2 + 0,5 \cdot (0,008 - 0,0015)} = 1,084 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

а допустимий тиск в умовах стійкості з умов пружності визначається за формулою (88) з урахуванням формули (89), у якій:

$$x'_{к.с} = \frac{15 \cdot (S_{к.с} - c')}{D_1} = \frac{15 \cdot (0,008 - 0,0015)}{3,2} = 0,03$$

тоді:

$$K_e^{к.с} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,03) \cdot 0,03}{1 + (3 + 10 \cdot 0,03) \cdot 0,03} = 0,982;$$

$$[p]_{к.с}^E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{2,4} \cdot \left[\frac{100 \cdot (0,008 - 0,0015)}{0,982 \cdot 3,2} \right]^2 = 0,093 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Підставимо отримані значення допустимих тисків у (84), і перевіримо чи виконується співвідношення (24):

$$[p]_{к.с} = \frac{1,084}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,084}{0,093}\right)^2}} = 0,093 \text{ МПа};$$

0,093 МПа < 0,1 МПа – умова міцності не виконується.

Збільшимо товщину стінки до 10 мм, тоді допустимий тиск визначається за формулою (84), у якій:

$$[p]_{к.с}^M = \frac{2[\sigma] \cdot (S_{к.с} - c')}{D_1 + 0,5(S_{к.с} - c')} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot (0,01 - 0,0015)}{3,2 + 0,5 \cdot (0,01 - 0,0015)} = 1,417 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

а допустимий тиск в умовах стійкості з умов пружності визначається за формулою (88) з урахуванням формули (89), у якій:

$$x'_{к.с} = \frac{15 \cdot (S_{к.с} - c')}{D_1} = \frac{15 \cdot (0,01 - 0,0015)}{3,2} = 0,04$$

тоді:

$$K_{e}^{к.с} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,04) \cdot 0,04}{1 + (3 + 10 \cdot 0,04) \cdot 0,04} = 0,976;$$

$$[p]_{к.с}^E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{2,4} \cdot \left[\frac{100 \cdot (0,01 - 0,0015)}{0,976 \cdot 3,2} \right]^2 = 0,161 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Підставимо отримані значення допустимих тисків у (84), і перевіримо чи виконується співвідношення (24):

$$[p]_{к.с} = \frac{1,417}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,417}{0,161}\right)^2}} = 0,16 \text{ МПа};$$

0,16 МПа > 0,1 МПа – умова міцності виконується.

4.4.5.3 Розрахунок товщини стінки циркуляційної труби

Для знаходження товщини стінки циркуляційної труби (див. рисунок 7) необхідно визначити гідравлічний тиск в ній:

$$p_{\text{ц.м.з\delta}} = \rho_p \cdot g \cdot H_{\text{ц.м}} = 1261,8 \cdot 9,81 \cdot 3,39 = 0,042 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

тоді тиск у апараті складатиме:

$$p_{\text{ц.м}} = p_1 + p_{\text{ц.м.з\delta}} = 0,8 \cdot 10^5 + 0,042 \cdot 10^6 = 0,122 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Розрахункова товщина стінки циркуляційної труби:

$$S_{\text{ц.м}}^R = \frac{p_{\text{ц.м}} \cdot D_2}{2[\sigma] \cdot \phi - p_{\text{ц.м}}} = \frac{0,122 \cdot 10^6 \cdot 0,9}{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot 0,95 - 0,122 \cdot 10^6} = 0,0002 \text{ м}.$$

Виконавча товщина стінки за (23):

$$S_{\text{ц.м}} = 0,2 + 1,5 + 0 + 0 + 0,3 = 2 \text{ мм},$$

де $c_4 = 0,3 \text{ мм}$.

Допустимий тиск [11]:

$$[p]_{\text{ц.м}} = \frac{2[\sigma] \cdot \phi \cdot (S_{\text{ц.м}} - c')}{D_2 + S_{\text{ц.м}} - c'} =$$

$$= \frac{2 \cdot 267 \cdot 10^6 \cdot 0,95 \cdot (0,002 - 0,0015)}{0,9 + 0,002 - 0,0015} = 0,282 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

За формулою (27) перевіримо, чи виконується умова міцності:

$$0,282 \text{ МПа} > 0,122 \text{ МПа} - \text{так, виконується.}$$

Розрахунок трубної решітки

Вихідні дані:

- діаметр гріючих труб $d = 38 \times 2 \text{ мм}$;
- крок розміщення труб $t = 48 \text{ мм}$;
- висота гріючих труб $H_{mp} = 4000 \text{ мм}$;
- площа поверхні теплообміну $F = 250 \text{ м}^2$;
- тиск у кожусі гріючої камери $p_k = p_{zn} = 0,4 \text{ МПа}$;
- тиск у гріючих трубах $p_m = p_{cp} = 0,097 \text{ МПа}$;
- температура у кожусі гріючої камери $t_k = t_{zn} = 143,62 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура у гріючих трубах $t_m = t_{кин} = 101,395 \text{ }^\circ\text{C}$;

- модуль пружності (Юнга) матеріалу стінки $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;
- температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу стінки $\alpha' = 15,7 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$.

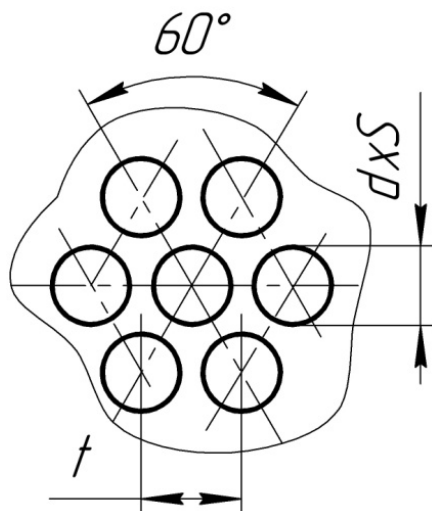


Рисунок 4.6 – Схема розміщення труб у трубній решітці гріючої камери

Зазор між трубами визначаємо із співвідношення [20]:

$$\delta = 0,866 \cdot t - d = 0,866 \cdot 48 - 38 = 3,568 \text{ мм.}$$

Кількість труб у трубній решітці:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H_{mp}} = \frac{250}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 4} = 524.$$

Кількість труб на стороні шестикутника:

$$a'' = \frac{3 + \sqrt{12 \cdot n - 3}}{6} = \frac{3 + \sqrt{12 \cdot 524 - 3}}{6} = 14.$$

Кількість труб на діагоналі шестикутника:

$$b'' = 2 \cdot a'' - 1 = 2 \cdot 14 - 1 = 27.$$

Розрахунковий діаметр кожуха [21]:

$$D' = (b'' - 1) \cdot t + d + 2 \cdot (t - d) = \\ = (27 - 1) \cdot 0,048 + 0,038 + 2(0,048 - 0,038) = 1,296 \text{ м,} - \text{ що відповідає}$$

прийнятому раніше.

Осьове зусилля в апараті, що виникає під дією тиску:

$$\begin{aligned}
Q' &= 0,785(D^2 - n \cdot d^2) \cdot p_{\kappa} + 0,785 \cdot n \cdot d^2 \cdot p_m = \\
&= 0,785(1,4^2 - 524 \cdot 0,038^2) \cdot 0,4 \cdot 10^6 + \\
&+ 0,785 \cdot 524 \cdot 0,034^2 \cdot 0,097 \cdot 10^5 = 0,424 \cdot 10^6 \text{ Н.}
\end{aligned}$$

Площа поперечного перерізу стінок труб:

$$F_m = 0,785 \cdot n \cdot (d_3^2 - d_6^2) = 0,785 \cdot 524 \cdot (0,038^2 - 0,034^2) = 0,118 \text{ м}^2.$$

Площа поперечного перерізу кожуху:

$$F_{\kappa} = 0,785 \cdot (D_3^2 - D_6^2) = 0,785 \cdot (1,408^2 - 1,4^2) = 0,018 \text{ м}^2.$$

Осьове зусилля, що виникає під дією тиску в трубах [20]:

$$Q'_m = \frac{Q' \cdot F_m \cdot E_m}{F_{\kappa} \cdot E_{\kappa} + F_m \cdot E_m} = \frac{0,424 \cdot 10^6 \cdot 0,118 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,018 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 + 0,118 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,368 \cdot 10^6 \text{ Н,}$$

та в кожусі:

$$Q'_{\kappa} = \frac{Q' \cdot F_{\kappa} \cdot E_m}{F_{\kappa} \cdot E_{\kappa} + F_m \cdot E_m} = \frac{0,424 \cdot 10^6 \cdot 0,018 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,018 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 + 0,118 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,056 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Напруження, що виникає під дією тиску в трубах:

$$\sigma'_m = \frac{Q'_m}{F_m} = \frac{0,368 \cdot 10^6}{0,118} = 3,119 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

і в кожусі:

$$\sigma'_{\kappa} = \frac{Q'_{\kappa}}{F_{\kappa}} = \frac{0,056 \cdot 10^6}{0,018} = 3,111 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Осьове зусилля, що виникає в наслідок різниці температур в трубах [21]:

$$\begin{aligned}
Q''_m &= \frac{(t_m - t_{\kappa}) \cdot \alpha' \cdot F_m \cdot F_{\kappa} \cdot E}{F_{\kappa} + F_m} = \\
&= \frac{(101,395 - 143,62) \cdot 15,7 \cdot 10^{-6} \cdot 0,018 \cdot 0,118 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,018 + 0,118} = 2,071 \cdot 10^6 \text{ Н,}
\end{aligned}$$

в кожусі:

$$Q''_{\kappa} = -Q''_m = -2,071 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Напруження, що виникає внаслідок різниці температур в трубах:

$$\sigma_m'' = \frac{Q_m''}{F_m} = \frac{2,071 \cdot 10^6}{0,118} = 17,551 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

в кожусі:

$$\sigma_\kappa'' = \frac{Q_\kappa''}{F_\kappa} = \frac{-2,071 \cdot 10^6}{0,018} = -115,056 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Осьове зусилля, що виникає в трубах:

$$Q_m = Q_m' + Q_m'' = (0,368 + 2,071) \cdot 10^6 = 2,439 \cdot 10^6 \text{ Н},$$

в кожусі:

$$Q_\kappa = Q_\kappa' + Q_\kappa'' = (0,056 - 2,071) \cdot 10^6 = -2,015 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Навантаження, що виникає в трубах [20]:

$$\sigma_m = \sigma_m' + \sigma_m'' = (3,119 + 17,551) \cdot 10^6 = 20,67 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

в кожусі:

$$\sigma_\kappa = \sigma_\kappa' + \sigma_\kappa'' = (3,111 - 115,056) \cdot 10^6 = -111,945 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Товщина трубної решітки:

$$S_{mp} = \frac{d_H}{8} + 0,005 = \frac{0,038}{8} + 0,005 = 0,01 \text{ м}.$$

Перевіримо товщину трубної решітки на згин ромбічної ділянки:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{p_\kappa}{3,6 \left[1 - 0,7 \cdot \left(\frac{d_H}{t} \right) \right]} \cdot \left(\frac{S_{mp}}{t} \right)^2 = \\ &= \frac{0,4 \cdot 10^6}{3,6 \cdot \left(1 - 0,7 \cdot \frac{0,038}{0,048} \right)} \cdot \left(\frac{0,01}{0,048} \right)^2 = 5,742 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ — тиск на} \end{aligned}$$

трубну решітку менший за допустимий.

Розрахунок фланцевих з'єднань випарного апарату

Вихідні дані:

- абсолютний тиск гріючої пари $p_{gn} = 0,4 \text{ МПа}$;
- абсолютний тиск навколишнього середовища $p_{амн} = 0,1 \text{ МПа}$;

- абсолютний тиск у циркуляційній трубі $p_{um} = 0,122$ МПа;
- мінімальний тиск на прокладку $p_{np} = 35$ МПа;
- температура середовища в гріючій камері $t_{зк} = 143,62$ °С;
- температура середовища у сепараторі $t_1 = 93,52$ °С;
- температура середовища у циркуляційній трубі $t_k = 95,875$ °С;
- діаметр гріючої камери $D = 1,4$ м;
- діаметр сепаратора $D_1 = 3,2$ м;
- діаметр циркуляційної труби $D_2 = 0,9$ м;
- товщина стінки гріючої камери $S_{зк} = 4$ мм;
- товщина стінки сепаратора $S_c = 12$ мм;
- товщина стінки циркуляційної труби $S_{um} = 2$ мм;
- діаметр болта для фланцевого з'єднання гріючої камери $d_{\delta}^{зк} = 20$ мм;
- діаметр болта для фланцевого з'єднання сепаратора $d_{\delta}^c = 30$ мм;
- діаметр болта для фланцевого з'єднання циркуляційної труби $d_{\delta}^{um} = 20$ мм;
- площа поперечного перерізу болта для фланцевого з'єднання гріючої камери $f_{\delta}^{зк} = 2,35 \cdot 10^{-4}$ м²;
- площа поперечного перерізу болта для фланцевого з'єднання сепаратора $f_{\delta}^c = 5,4 \cdot 10^{-4}$ м²;
- площа поперечного перерізу болта для фланцевого з'єднання циркуляційної труби $f_{\delta}^{um} = 2,35 \cdot 10^{-4}$ м²;
- ширина прокладки для фланцевого з'єднання гріючої камери $b_{зк} = 20$ мм;
- ширина прокладки для фланцевого з'єднання сепаратора $b_c = 25$ мм;

- ширина прокладки для фланцевого з'єднання циркуляційної труби $b_{um} = 20$ мм;
- нормальний зазор між гайкою і втулкою $u = 6$ мм;
- додаток до розрахункової товщини стінки $c' = 1,5$ мм;
- допустиме напруження матеріалу фланця $[\sigma] = 267$ МПа;
- допустиме напруження матеріалу болта при 20°C $[\sigma]_b^{20} = 140$ МПа;
- допустиме напруження матеріалу болта при температурі гріючої камери $[\sigma]_b^{2K} = 132$ МПа;
- допустиме напруження матеріалу болта при температурі сепаратора $[\sigma]_b^c = 135$ МПа;
- допустиме напруження матеріалу болта при температурі циркуляційної труби $[\sigma]_b^{um} = 135$ МПа;
- допустимий тиск на прокладку $[p]_{np} = 130$ МПа;
- допустимий кут повороту фланцю $[\theta] = 0,026$ рад;
- модуль пружності (Юнга) матеріалу фланця $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;
- модуль пружності матеріалу болта $E_b = 1,99 \cdot 10^5$ МПа;
- модуль пружності матеріалу прокладки $E_n = 2000$ МПа;
- коефіцієнт жорсткості прокладки $k_{np} = 2,5$;
- коефіцієнт стискання прокладки $k_n = 1$;
- температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця $\alpha' = 15,7 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$;
- температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта $\alpha'' = 12,2 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$.

У випарному апараті використовуються плоскі приверні фланці типу «шип-паз» з прокладкою прямокутного перерізу. Схема фланцевого з'єднання та

навантаження, що діють на фланець в період роботи зображені на рисунках 9 та 10 відповідно.

Розрахунок фланцевого з'єднання гріючої камери

Товщину стінки втулки фланця приймаємо, виходячи зі співвідношення (25): $S_0^{2K} = 14$ мм.

Товщина втулки біля основи фланця визначається за формулою (26), якщо: $\beta_1^{2K} = 1$ [12], тоді:

$$S_1^{2K} = 1 \cdot 14 = 14 \text{ мм.}$$

Висоту втулки визначимо за формулою [12]:

$$h_g^{2K} = 0,5 \cdot \sqrt{D \cdot (S_0^{2K} - c')} = 0,5 \cdot \sqrt{1400 \cdot (14 - 1,5)} = 66 \text{ мм.}$$

Еквівалентна товщина стінки втулки: $S_{екв}^{2K} = S_0^{2K} = 14$ мм.

Діаметр болтової окружності визначається за формулою (27):

$$D_o^{2K} = 1400 + 2 \cdot (2 \cdot 14 + 20 + 6) = 1508 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр фланця знаходимо за формулою (28), якщо $a_{2K} = 40$ мм, тоді:

$$D_n^{2K} = 1508 + 40 = 1548 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки за (29), якщо $e_{2K} = 30$ мм:

$$D_{nn}^{2K} = 1708 - 30 = 1478 \text{ мм.}$$

Середній діаметр прокладки за (30):

$$D_{cn}^{2K} = 1478 - 20 = 1458 \text{ мм.}$$

Кількість болтів, необхідна для забезпечення герметичності за (31), якщо:

$$t_{ui}^{2K} = 5 \cdot d_o^{2K} = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм,}$$

тоді кількість болтів буде рівна:

$$n_o^{2K} = \frac{3,14 \cdot 1508}{100} = 48.$$

Товщину фланця визначимо за формулою (32), якщо $\lambda_\phi^{2K} = 0,38$:

$$h_{\phi}^{2K} = 0,38 \cdot \sqrt{1400 \cdot 14} = 54 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина болта визначається за формулою (33). Для фланців типу “шип-паз”, при товщині прокладки $h_n^{2K} = 2$ мм, відстань між опорною поверхнею головки болта та гайки визначають за формулою (34):

$$l_{об}^{2K} \approx 2 \cdot (54 + 2) = 112 \text{ мм,}$$

а діаметр отвору під болт становить $d'_{ек} = 23$ мм, тоді розрахункова довжина болта:

$$l_{\phi}^{2K} = 115 + 0,28 \cdot 23 = 119 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l_{\phi}^{2K} = 120$ мм.

Навантаження на фланець, яке виникає внаслідок дії тиску:

$$F_{Д}^{2K} = \frac{P_{ен} \cdot \pi \cdot (D_{ен}^{2K})^2}{4} = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 1,458^2}{4} = 0,667 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Реакція прокладки викликана тиском за формулою (35), якщо ефективна ширина прокладки:

$$b_0^{2K} = 0,12 \cdot \sqrt{b_{ек}^{2K}} = 0,12 \cdot \sqrt{0,02} = 0,017 \text{ м,}$$

тоді реакція прокладки буде рівна:

$$R_n^{2K} = 3,14 \cdot 1,458 \cdot 0,017 \cdot 2,5 \cdot 0,4 \cdot 10^6 = 0,078 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Податливість прокладки визначається за формулою (36):

$$y_n^{2K} = \frac{1 \cdot 0,002}{2000 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 1,458 \cdot 0,02} = 1,092 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Кутова податливість фланця за (37). Попередньо визначемо:

$$\psi_1^{2K} = 1,28 \cdot \lg \frac{D_{ен}^{2K}}{D} = 1,28 \cdot \lg \frac{1,548}{1,4} = 0,056,$$

$$\lambda_{\phi}^{2K'} = \frac{h_{\phi}^{2K}}{\sqrt{D \cdot S_{екв}^{2K}}} = \frac{0,054}{\sqrt{1,4 \cdot 0,014}} = 0,38,$$

$$\psi_2^{2K} = \frac{D_n^{2K} + D}{D_n^{2K} - D} = \frac{1,548 + 1,4}{1,548 - 1,4} = 19,919.$$

тоді, за (38):

$$v_{зк} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,38 \cdot \left(1 + \frac{0,056 \cdot 0,054^2}{0,014^2} \right)} = 0,615.$$

З урахуванням коефіцієнтів, визначених вище, кутова податливість фланця становитиме:

$$y_{\phi}^{зк} = \left[1 - 0,615 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,38) \right] \cdot \frac{19,919}{0,054^3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,116 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н м.}$$

Лінійна податливість болтів за (39):

$$y_{\bar{b}}^{зк} = \frac{0,12}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 48} = 5,3 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання:

$$k_{жс}^{зк} = \frac{y_{\bar{b}}^{зк} + 0,5 \cdot y_{\phi}^{зк} \cdot \left(D_{\bar{b}}^{зк} - D - S_{екв}^{зк} \right) \cdot \left(D_{\bar{b}}^{зк} - D_{сн}^{зк} \right)}{y_n^{зк} + y_{\bar{b}}^{зк} + 0,5 \cdot y_{\phi}^{зк} \cdot \left(D_{\bar{b}}^{зк} - D_{сн}^{зк} \right)^2} =$$

$$= \frac{5,3 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,116 \cdot 10^{-6} \cdot (1,508 - 1,4 - 0,014) \cdot (1,508 - 1,458)}{1,092 \cdot 10^{-11} + 5,3 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,116 \cdot 10^{-6} \cdot (1,508 - 1,458)^2} = 1,558$$

Зусилля, що виникає у фланці внаслідок температурних деформацій за (40, якщо):

$$t_{\phi}^{зк} = 0,96 \cdot t_{zn} = 0,96 \cdot 143,62 = 137,88 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\bar{b}}^{зк} = 0,95 \cdot t_{zn} = 0,95 \cdot 143,62 = 136,44 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

тоді:

$$F_t^{зк} = \frac{5,3 \cdot 10^{-11} \cdot 48 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{1,092 \cdot 10^{-11} + 5,3 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,126 \cdot 10^{-6} \cdot (1,508 - 1,458)^2} \times$$

$$\times (15,7 \cdot 10^{-6} \cdot 137,88 - 12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 136,44) = 0,285 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Зусилля, що виникає у болтах в умовах монтажу знаходимо відповідно до співвідношення (41):

$$F_{\bar{b}1}^{зк'} = k_{жс}^{зк} \cdot F_{Д}^{зк} + R_n^{зк} = 1,558 \cdot 0,667 \cdot 10^6 + 0,078 \cdot 10^6 = 1,117 \cdot 10^6 \text{ Н;}$$

$$F_{\bar{b}1}^{зк''} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1,458 \cdot 0,017 \cdot 35 \cdot 10^6 = 1,362 \cdot 10^6 \text{ Н;}$$

$$F_{\bar{b}1}^{зк'''} = 0,4 \cdot [\sigma]_{\bar{b}}^{20} \cdot n_{\bar{b}}^{зк} \cdot f_{\bar{b}}^{зк} = 0,4 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot 48 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} = 0,632 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Приймаємо:

$$F_{\sigma 1}^{2K} = F_{\sigma 1}^{2K''} = 1,362 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Зусилля на болти під час роботи апарату [12]:

$$\begin{aligned} F_{\sigma 2}^{2K} &= F_{\sigma 1}^{2K} + (1 - k_{жк}^{2K}) \cdot F_D^{2K} + F_t^{2K} = \\ &= 1,362 \cdot 10^6 + (1 - 1,558) \cdot 0,667 \cdot 10^6 + 0,285 \cdot 10^6 = 1,275 \cdot 10^6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Умова міцності болтів у період монтажу за співвідношенням (43)

$$\frac{F_{\sigma 1}^{2K}}{n_{\sigma}^{2K} \cdot f_{\sigma}^{2K}} = \frac{1,362 \cdot 10^6}{48 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}} = 120,745 \cdot 10^6 \text{ Па} < 140 \text{ МПа} - \text{ умова}$$

виконується.

Умова міцності болтів під час роботи за (44):

$$\frac{F_{\sigma 2}^{2K}}{n_{\sigma}^{2K} \cdot f_{\sigma}^{2K}} = \frac{1,275 \cdot 10^6}{48 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}} = 113,032 \cdot 10^6 \text{ Па} < 132 \text{ МПа} -$$

умова міцності виконується.

Умова міцності прокладки відповідно до співвідношення (45), у якому:

$$F_{\sigma \max}^{2K} = \max \left\{ \begin{matrix} F_{\sigma 1}^{2K} \\ F_{\sigma 2}^{2K} \end{matrix} \right\} = F_{\sigma 1}^{2K} = 1,362 \cdot 10^6 \text{ Н,}$$

тоді:

$$\frac{F_{\sigma \max}^{2K}}{\pi \cdot D_{cn}^{2K} \cdot b_{2K}} = \frac{1,362 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 1,458 \cdot 0,02} = 14,875 \cdot 10^6 \text{ Па} < 130 \text{ МПа} - \text{ умова}$$

міцності виконується.

Умова міцності втулки фланця, обмеженої розміром S_0 , визначається за формулою (46), з урахуванням, що $f_{\phi}^{2K} = 1$, при

$$x_{2K} = \frac{h_e^{2K}}{\sqrt{D \cdot S_0^{2K}}} = \frac{0,066}{\sqrt{1,4 \cdot 0,014}} = 0,471, \text{ тоді:}$$

$$T_H^{2K} = \frac{\left(D_H^{2K} \right)^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{D_H^{2K}}{D} \right) - D^2}{\left(1,05 \cdot D^2 + 1,945 \cdot \left(D_H^{2K} \right)_2 \right) \cdot \left(\frac{D_H^{2K}}{D} - 1 \right)} =$$

$$1,548^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{1,548}{1,4} \right) - 1,4^2$$

$$= \frac{\left(1,548^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{1,548}{1,4} \right) - 1,4^2 \right)}{\left(1,05 \cdot 1,4^2 + 1,945 \cdot 1,548^2 \right)} \cdot \left(\frac{1,548}{1,4} - 1 \right) = 1,874,$$

Значення кутового моменту знаходимо зі співвідношення (49), у якому:

$$M_0^{2K'} = 0,5 \cdot \left(D_{\bar{b}}^{2K} - D_{cn}^{2K} \right) \cdot F_{\bar{b}1}^{2K} = 0,5 \cdot (1,508 - 1,458) \cdot 1,362 \cdot 10^6 = 0,034 \cdot 10^6 \text{ Н м},$$

$$M_0^{2K''} = 0,5 \cdot \left[\left(D_{\bar{b}}^{2K} - D_{cn}^{2K} \right) \cdot F_{\bar{b}2}^{2K} + \left(D_{cn}^{2K} - D - S_{екв}^{2K} \right) \cdot F_{Д}^{2K} \right] \cdot \frac{[\sigma]_{\bar{b}}^{20}}{[\sigma]_{\bar{b}}^{2K}} =$$

$$= 0,5 \cdot \left[(1,508 - 1,458) \cdot 1,275 \cdot 10^6 + (1,458 - 1,4 - 0,014) \cdot 0,667 \cdot 10^6 \right] \times$$

$$\times \frac{140 \cdot 10^6}{132 \cdot 10^6} = 0,049 \cdot 10^6 \text{ Н м}.$$

Приймаємо: $M_0^{2K} = M_0^{2K''} = 0,049 \cdot 10^6 \text{ Н м}$, $D^* = D = 1,4 \text{ м}$, тому що:

$$20 \cdot S_1^{2K} = 20 \cdot 0,014 = 0,28 \text{ м} < 1,4 \text{ м}.$$

З урахуванням параметрів, визначених вище, за (48) знайдемо:

$$\sigma_1^{2K} = \frac{1,874 \cdot 0,049 \cdot 10^6 \cdot 0,615}{1,4 \cdot (0,014 - 0,0015)^2} = 258,162 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Підставимо дане значення в (47) і отримаємо:

$$\sigma_0^{2K} = 1 \cdot 258,162 = 258,162 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_t^{2K} = \frac{p_{2n} \cdot D}{2 \cdot (S_0^{2K} - c')} = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{2 \cdot (0,014 - 0,0015)} = 22,4 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$$\sigma_m^{2K} = \frac{p_{2n} \cdot D}{4 \cdot (S_0^{2K} - c')} = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{4 \cdot (0,014 - 0,0015)} = 11,2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$$[\sigma]_0 = 0,003 \cdot E = 0,003 \cdot 2 \cdot 10^5 = 600 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_0 \cdot \varphi = 600 \cdot 0,95 = 570 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо напруження у втулці та перевіримо виконання умови міцності [11]:

$$\sqrt{(\sigma_0^{2K} + \sigma_m^{2K})^2 + (\sigma_t^{2K})^2 - (\sigma_0^{2K} + \sigma_m^{2K}) \cdot \sigma_t^{2K}} =$$

$$= \sqrt{(258,162 + 11,2)^2 + 22,4^2} - (258,162 + 11,2) \cdot 22,4 = 258,89 \text{ МПа} < 570 \text{ МПа} - \text{ умова міцності виконується.}$$

Умову герметичності фланцевого з'єднання розрахуємо за формулою (50), у якій:

$$\sigma_{\kappa}^{\text{зк}} = M_0 \cdot \left[\frac{-\nu_{\text{зк}} \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{\text{зк}'}}{0,9} \right)}{1} \right] \cdot \frac{\psi_2^{\text{зк}}}{D \cdot (h_{\phi}^{\text{зк}})^2} =$$

$$= 0,049 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - 0,615 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,38) \right] \cdot \frac{19,919}{1,4 \cdot 0,054^2} = 41,761 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

тоді умова герметичності матиме вигляд:

$$\theta_{\text{зк}} = \frac{41,761 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} \cdot \frac{1,4}{0,054} = 0,0054 \text{ рад} < 0,026 \text{ рад} - \text{ умова}$$

виконується.

Розрахунок фланцевого з'єднання сепаратора

Розрахункова схема фланцевого з'єднання зображена на рисунку 9
та 10.

Товщину стінки втулки фланця, приймаємо виходячи з умови (25): $S_0^c = 16 \text{ мм}$.

Товщина втулки біля основи фланця визначається за формулою (26), якщо $\beta_1^c = 1$:

$$S_1^c = 1 \cdot 16 = 16 \text{ мм.}$$

Висоту втулки визначимо за формулою:

$$h_g^c = 0,5 \cdot \sqrt{D_1 \cdot (S_0^c - c')} = 0,5 \cdot \sqrt{3200 \cdot (16 - 1,5)} = 108 \text{ мм.}$$

Еквівалентна товщина стінки втулки: $S_{\text{екв}}^c = S_0^c = 16 \text{ мм}$.

Діаметр болтової окружності визначається за формулою (27):

$$D_o^c = 3200 + 2 \cdot (2 \cdot 16 + 30 + 6) = 3336 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр фланця знаходимо за формулою (28), якщо $a = 58$ мм:

$$D_n^c = 3336 + 58 = 3394 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки за (29), де $e = 41$ мм, тоді:

$$D_{nn}^c = 3336 - 41 = 3295 \text{ мм.}$$

Середній діаметр прокладки за формулою (30):

$$D_{cn}^c = 3295 - 25 = 3270 \text{ мм.}$$

Кількість болтів, необхідна для забезпечення герметичності, знайдемо за формулою (31), якщо крок розміщення болтів:

$$t_{ub}^c = 5 \cdot d_b^c = 5 \cdot 30 = 150 \text{ мм,}$$

тоді кількість болтів буде рівна:

$$n_o^c = \frac{3,14 \cdot 3336}{150} = 70.$$

Товщину фланця визначимо за формулою (32), якщо $\lambda_\phi^c = 0,38$:

$$h_\phi^c = 0,38 \cdot \sqrt{3200 \cdot 16} = 86 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина болта визначається за формулою (33). Для фланців типу “шип-паз”, при товщині прокладки $h_n^c = 3$ мм, відстань між опорною поверхнею головки болта і гайки визначається за формулою (34), тоді:

$$l_{oo}^c \approx 2 \cdot (86 + 3) = 178 \text{ мм,}$$

а діаметр отвору під болт $d_c' = 33$ мм, тоді, розрахункова довжина болта:

$$l_o^c = 178 + 0,28 \cdot 33 = 187,24 \text{ мм.}$$

Приймаємо: $l_o^c = 190$ мм.

Навантаження на фланець, яке виникає унаслідок дії тиску:

$$F_D^c = \frac{P_{атм} \cdot \pi \cdot (D_{cn}^c)^2}{4} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 3,27^2}{4} \quad 6$$

Реакція прокладки викликана тиском за формулою (35), якщо ефективна ширина прокладки:

$$b_o^c = 0,12 \cdot \sqrt{b_c} = 0,12 \cdot \sqrt{0,025} = 0,019 \text{ м,}$$

тоді реакція прокладки буде рівна:

$$R_n^c = 3,14 \cdot 3,27 \cdot 0,019 \cdot 2,5 \cdot 0,1 \cdot 10^6 = 0,049 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Податливість прокладки визначається за формулою (36):

$$y_n^c = \frac{1 \cdot 0,003}{2000 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 3,27 \cdot 0,025} = 0,584 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Кутову податливість фланця визначаємо за (37). Попередньо визначимо:

$$\psi_1^c = 1,28 \cdot \lg \frac{D}{D_1} = 1,28 \cdot \lg \frac{3,394}{3,2} = 0,033,$$

$$\lambda_{\phi}^c = \frac{h_{\phi}^c}{\sqrt{D_1 \cdot S_{екв}^c}} = \frac{0,086}{\sqrt{3,2 \cdot 0,016}} = 0,38,$$

$$\psi_2^c = \frac{D^c + D}{D_n^c - D_1} = \frac{3,394 + 3,2}{3,394 - 3,2} = 33,99,$$

тоді, за (38):

$$v_c = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,38 \cdot \left(1 + \frac{0,033 \cdot 0,086^2}{0,016^2} \right)} = 0,6.$$

З урахування коефіцієнтів, визначених вище, кутова податливість фланця становитиме:

$$y_{\phi}^c = [1 - 0,6 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,38)] \cdot \frac{33,99}{0,086^3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,52 \cdot 10^{-7} \text{ 1/Н м.}$$

Лінійна податливість болтів за формулою (39):

$$y_{\sigma}^c = \frac{0,19}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4} \cdot 70} = 5,524 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання:

$$k^c = \frac{y_{\sigma}^c + 0,5 \cdot y_{\phi}^c \cdot (D_{\sigma}^c - D_1 - S_{екв}^c) (D_{\sigma}^c - D_{cn}^c)}{y_n^c + y_{\sigma}^c + 0,5 \cdot y_{\phi}^c \cdot (D_{\sigma}^c - D_{cn}^c)^2} =$$

$$= \frac{2,526 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,52 \cdot 10^{-7} \cdot (3,336 - 3,2 - 0,016)(3,336 - 3,27)}{0,584 \cdot 10^{-11} + 2,526 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,52 \cdot 10^{-7} \cdot (3,336 - 3,27)^2} = 1,601$$

Зусилля, що виникає у фланці внаслідок температурних деформацій, визначаємо за формулою (40), якщо:

$$t_{\phi}^c = 0,96 \cdot t_1 = 0,96 \cdot 93,52 = 89,779 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\bar{\sigma}}^c = 0,95 \cdot t_1 = 0,95 \cdot 93,52 = 88,844 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

тоді:

$$F_t^c = \frac{2,526 \cdot 10^{-11} \cdot 70 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4} \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,584 \cdot 10^{-11} + 2,526 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,52 \cdot 10^{-7} \cdot (3,336 - 3,27)^2} \times \\ \times (15,7 \cdot 10^{-6} \cdot 89,779 - 12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 88,844) = 0,429 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Зусилля, що виникає у болтах в умовах монтажу, знаходимо відповідно до співвідношення (41), у якому:

$$F_{\bar{\sigma}1}^{c'} = k_{жс}^c \cdot F_D^c + R_n^c = 1,601 \cdot 0,839 \cdot 10^6 + 0,049 \cdot 10^6 = 1,139 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

$$F_{\bar{\sigma}1}^{c''} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 3,27 \cdot 0,019 \cdot 35 \cdot 10^6 = 3,414 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

$$F_{\bar{\sigma}1}^{c'''} = 0,4 \cdot [\sigma]_{\bar{\sigma}}^{20} \cdot n_{\bar{\sigma}}^c \cdot f_{\bar{\sigma}}^c = 0,4 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot 70 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4} = 2,117 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Приймаємо: $F_{\bar{\sigma}1}^c = F_{\bar{\sigma}1}^{c''} = 3,414 \cdot 10^6 \text{ Н.}$

Зусилля на болти під час роботи апарату:

$$F_{\bar{\sigma}2}^c = F_{\bar{\sigma}1}^c + (1 - k_{жс}^c) \cdot F_D^c + F_t^c = 3,414 + (1 - 1,601) \cdot 0,839 + 0,429 = 3,339 \text{ МН.}$$

Умова міцності болтів у період монтажу за співвідношенням (43)

$$\frac{F_{\bar{\sigma}1}^c}{n_{\bar{\sigma}}^c \cdot f_{\bar{\sigma}}^c} = \frac{3,314 \cdot 10^6}{70 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4}} = 87,672 \cdot 10^6 \text{ Па} < 210 \text{ МПа} \quad -$$

умова виконується.

Умова міцності болтів під час роботи за співвідношенням (44):

$$\frac{F_{\bar{\sigma}2}^c}{n_{\bar{\sigma}}^c \cdot f_{\bar{\sigma}}^c} = \frac{3,329 \cdot 10^6}{70 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4}} = 88,333 \cdot 10^6 \text{ Па} < 202 \text{ МПа} \quad -$$

умова міцності виконується.

Умова міцності прокладки відповідно до співвідношення (45), у якому:

$$F_{\bar{\sigma} \max}^c = \max \left\{ \begin{array}{l} F_{\bar{\sigma}1}^c \\ F_{\bar{\sigma}2}^c \end{array} \right\} = F_{\bar{\sigma}2}^c = 3,339 \cdot 10^6 \text{ Н,}$$

тоді:

$$\frac{F_{\sigma_{\max}}^c}{\pi \cdot D_{cn}^c \cdot b_c} = \frac{3,339 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 3,27 \cdot 0,025} = 13,008 \cdot 10^6 \text{ Па} < 130 \text{ МПа} -$$

умова міцності виконується.

Умова міцності втулки фланця, обмеженої розміром S_0 , визначається за

формулою (46), $f_{\phi}^c = 1$ при $x_c = \frac{h^c}{\sqrt{D_1 \cdot S_0^c}} = \frac{0,108}{\sqrt{3,2 \cdot 0,016}} = 0,478$, тоді:

$$T_{\text{н}}^c = \frac{(D_{\text{н}}^c)^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{D_{\text{н}}^c}{D_1} \right) - D_1}{\left(1,05 \cdot D_1^2 + 1,945 \cdot (D_{\text{н}}^c)^2 \right) \cdot \left(\frac{D_{\text{н}}^c}{D_1} - 1 \right)} =$$

$$= \frac{3,394^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{3,394}{3,2} \right) - 3,2^2}{\left(1,05 \cdot 3,2^2 + 1,945 \cdot 3,394^2 \right) \cdot \left(\frac{3,394}{3,2} - 1 \right)} = 1,89.$$

Значення крутного моменту знаходимо зі співвідношення (49), у якому:

$$M_0^{c'} = 0,5 \cdot (D_{\bar{\sigma}}^c - D_{cn}^c) \cdot F_{\bar{\sigma}}^c = 0,5 \cdot (3,336 - 3,27) \cdot 3,314 \cdot 10^6 = 0,109 \cdot 10^6 \text{ Н м},$$

$$M_0^{c''} = 0,5 \cdot \left[(D_{\bar{\sigma}}^c - D_{cn}^c) \cdot F_{\bar{\sigma}}^c + (D_{cn}^c - D_1 - S_{екв}^c) \cdot F_{D_1}^c \right] \cdot \frac{[\sigma]_{\bar{\sigma}}^{20}}{[\sigma]_{\bar{\sigma}}^c} =$$

$$= 0,5 \cdot \left[(3,336 - 3,27) \cdot 3,339 \cdot 10^6 + (3,27 - 3,2 - 0,016) \cdot 0,839 \cdot 10^6 \right] \cdot \frac{140 \cdot 10^6}{135 \cdot 10^6} =$$

$$= 0,138 \cdot 10^6 \text{ Н м}.$$

Приймаємо: $M_0^c = M_0^{c''} = 0,138 \cdot 10^6 \text{ Н м}$, $D_1^* = D_1 = 3,2 \text{ м}$, тому що:

$$20 \cdot S_1^c = 20 \cdot 0,016 = 0,32 \text{ м} < 4,5 \text{ м}.$$

З урахуванням параметрів, визначених вище, за (48) знайдемо:

$$\sigma_1^c = \frac{0,89 \cdot 0,138 \cdot 10^6 \cdot 0,6}{3,2 \cdot (0,016 - 0,0015)^2} = 109,53 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Підставимо отримане значення в (47) і отримаємо:

$$\sigma_0^c = 1 \cdot 109,53 = 109,53 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_t^c = \frac{P}{\text{амм}} \cdot \frac{D}{1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 3,2}{2 \cdot (S_0^c - c')} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 3,2}{2 \cdot (0,016 - 0,0015)} = 11,034 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$\sigma_m^c = \frac{P}{\text{амм}} \cdot \frac{D}{1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 3,2}{4 \cdot (S_0^c - c')} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 3,2}{4 \cdot (0,016 - 0,0015)} = 5,517 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Розрахуємо напруження у втулці та перевіримо виконання умови міцності:

$$\sqrt{(\sigma_0^c + \sigma_m^c)^2 + (\sigma_t^c)^2 - (\sigma_0^c + \sigma_m^c) \cdot \sigma_t^c} =$$

$$= \sqrt{(109,53 + 5,517)^2 + 11,034^2 - (109,53 + 5,517) \cdot 11,034} = 109,946 \text{ МПа} <$$

$$< 570 \text{ МПа} - \text{умова міцності виконується.}$$

Умову герметичності фланцевого з'єднання розраховуємо за формулою (50), у якій:

$$\sigma_c^c = \frac{c}{M_0} \cdot \left[1 - \nu_c \cdot \left(1 + 0,9 \cdot \lambda^{c'} \right) \right] \cdot \frac{\psi^c}{D_1 \cdot (h_\phi^c)^2} =$$

$$= 0,138 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - 0,6 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,38) \right] \cdot \frac{33,99}{3,2 \cdot 0,086^2} = 38,608 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

тоді умова міцності матиме вигляд:

$$\theta_c = \frac{38,608 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} \cdot \frac{3,2}{0,086} = 0,0072 \text{ рад} < 0,013 \text{ рад} - \text{умова}$$

виконується.

Розрахунок фланцевого з'єднання циркуляційної труби

Розрахункова схема фланцевого з'єднання зображена на рисунку 9
та 10.

Товщину стінки втулки фланця приймаємо виходячи з умови (25):
 $S_0^{um} = 12 \text{ мм.}$

Товщина втулки біля основи фланця визначається за формулою (26), у якій $\beta_1^{um} = 1$, тоді:

$$S_1^{um} = 1 \cdot 12 = 12 \text{ мм.}$$

Висоту втулки визначимо за формулою:

$$h_6^{um} = 0,5 \cdot \sqrt{D_2 \cdot (S_0^{um} - c')} = 0,5 \cdot \sqrt{900 \cdot (12 - 1,5)} = 49 \text{ мм.}$$

Еквівалентна товщина стінки втулки: $S_{екв}^{um} = S_0^{um} = 12 \text{ мм.}$

Діаметр болтової окружності визначається за формулою (27):

$$D_0^{um} = 900 + 2 \cdot (2 \cdot 12 + 20 + 6) = 1000 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр фланця знаходимо за формулою (28), у якій $a_{um} = 40 \text{ мм.}$

$$D_n^{um} = 1000 + 40 = 1040 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки за (29), якщо $e_{um} = 30 \text{ мм.}$

$$D_{nn}^{um} = 1000 - 30 = 970 \text{ мм.}$$

Середній діаметр прокладки визначаємо за формулою (30):

$$D_{cn}^{um} = 970 - 20 = 950 \text{ мм.}$$

Кількість болтів, необхідна для забезпечення герметичності за (31), якщо крок розміщення болтів:

$$t_{uu}^{um} = 5 \cdot d_0^{um} = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм,}$$

тоді:

$$n_0^{um} = \frac{3,14 \cdot 1000}{100} = 31.$$

Товщину фланця визначимо за формулою (32), якщо $\lambda_\phi^{um} = 0,38$:

$$h_\phi^{um} = 0,38 \cdot \sqrt{900 \cdot 12} = 39 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина болта визначається за формулою (33), у якій $l_{об}^{um}$ знаходимо з (34), якщо $h_n^{um} = 2 \text{ мм,}$

$$l_{об}^{um} \approx 2 \cdot (39 + 2) = 82 \text{ мм.}$$

У формулі (33) діаметр отвору під болт $d'_{um} = 23 \text{ мм,}$ тоді розрахункова довжина болта:

$$l_0^{um} = 82 + 0,28 \cdot 23 = 88,44 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l_6^{um} = 90$ мм.

Навантаження на фланець, яке виникає внаслідок дії тиску:

$$F_{Д}^{um} = \frac{p_{um} \cdot \pi \cdot (D_{cn}^{um})^2}{4} = \frac{0,122 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,95^2}{4} = 0,086 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Реакція прокладки викликана тиском за (35), якщо и ефективна ширина прокладки:

$$b_0^{um} = 0,12 \cdot \sqrt{b_{um}} = 0,12 \cdot \sqrt{0,02} = 0,017 \text{ м,}$$

тоді реакція рівна:

$$R_n^{um} = 3,14 \cdot 0,95 \cdot 0,017 \cdot 2,5 \cdot 0,122 \cdot 10^6 = 0,015 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Податливість прокладки визначається за формулою (36):

$$y_n^{um} = \frac{1 \cdot 0,002}{2000 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,95 \cdot 0,02} = 1,676 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Кутова податливість фланця за (37), якщо:

$$\psi_1^{um} = 1,28 \cdot \lg \frac{D_{н}^{um}}{D_2} = 1,28 \cdot \lg \frac{1,04}{0,9} = 0,08,$$

$$\lambda_{\phi}^{um} = \frac{h_{\phi}^{um}}{\sqrt{D_2 \cdot S_{екв}^{um}}} = \frac{0,039}{\sqrt{0,9 \cdot 0,012}} = 0,38,$$

$$\psi_2^{um} = \frac{D_{н}^{um} + D_2}{D_{н}^{um} - D_2} = \frac{1,04 + 0,9}{1,04 - 0,9} = 13,857,$$

за формулою (38):

$$v_{um} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,38 \cdot \left(1 + \frac{0,08 \cdot 0,039^2}{0,012^2} \right)} = 0,613,$$

тоді:

$$y_{\phi}^{um} = \left[1 - 0,613 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,38) \right] \cdot \frac{13,857}{0,039^3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 0,207 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н м.}$$

Лінійна податливість болтів за (39):

$$y_6^{um} = \frac{0,09}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 31} = 6,208 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н.}$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання:

$$k_{ж}^{um} = \frac{y_{\bar{b}}^{um} + 0,5 \cdot y_{\bar{b}}^{um} \cdot \left(D_{\bar{b}}^{um} - D_2 - S_{екв}^{um} \right) \cdot \left(D_{\bar{b}}^{um} - D_{cn}^{um} \right)}{y_n^{um} + y_{\bar{b}}^{um} + 0,5 \cdot y_{\bar{b}}^{um} \cdot \left(D_{\bar{b}}^{um} - D_{cn}^{um} \right)^2} =$$

$$= \frac{6,208 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,207 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,9 - 0,012) \cdot (1 - 0,95)}{1,676 \cdot 10^{-11} + 6,208 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,207 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,95)^2} = 1,533$$

Зусилля, що виникає у фланці внаслідок температурних деформацій, визначимо за формулою (40), якщо:

$$t_{\phi}^{um} = 0,96 \cdot t_{\kappa} = 0,96 \cdot 95,875 = 92,04 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\bar{b}}^{um} = 0,95 \cdot t_{\kappa} = 0,95 \cdot 95,875 = 91,081 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

тоді:

$$F_t^{um} = \frac{6,208 \cdot 10^{-11} \cdot 31 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 1,99 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{1,676 \cdot 10^{-11} + 6,208 \cdot 10^{-11} + 0,5 \cdot 0,207 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,95)^2} \times$$

$$\times (15,7 \cdot 10^{-6} \cdot 92,04 - 12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 91,081) = 0,089 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Зусилля, що виникає у болтах в умовах монтажу із співвідношення (41), у якому:

$$F_{\bar{b}1}^{um'} = k_{ж}^{um} \cdot F_{Д}^{um} + R_n^{um} = 1,533 \cdot 0,086 \cdot 10^6 + 0,015 \cdot 10^6 = 0,147 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

$$F_{\bar{b}1}^{um''} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,95 \cdot 0,017 \cdot 35 \cdot 10^6 = 0,887 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

$$F_{\bar{b}1}^{um'''} = 0,4 \cdot [\sigma]_{\bar{b}}^{20} \cdot n_{\bar{b}} \cdot f_{\bar{b}} = 0,4 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot 31 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} = 0,478 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Приймаємо: $F_{\bar{b}1}^{um} = F_{\bar{b}1}^{um''} = 0,887 \cdot 10^6 \text{ Н.}$

Зусилля на болти під час роботи апарату:

$$F_{\bar{b}2}^{um} = F_{\bar{b}1}^{um} + (1 - k_{ж}^{um}) \cdot F_{Д}^{um} + F_t^{um} = 0,887 \cdot 10^6 + (1 - 1,533) \cdot 0,086 \cdot 10^6 +$$

$$+ 0,089 \cdot 10^6 = 0,93 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Умова міцності болтів у період монтажу за (43):

$$\frac{F_{\bar{b}1}^{um}}{n_{\bar{b}}^{um} \cdot f_{\bar{b}}^{um}} = \frac{0,887 \cdot 10^6}{31 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}} = 121,757 \cdot 10^6 \text{ Па} < 210 \text{ МПа} - \text{ умова}$$

виконується.

Умова міцності болтів під час роботи за (44):

$$\frac{F_{\delta 2}^{um}}{n_{\delta}^{um} \cdot f_{\delta}^{um}} = \frac{0,93 \cdot 10^6}{31 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}} = 127,66 \cdot 10^6 \text{ Па} < 202 \text{ МПа} -$$

умова міцності виконується.

Умова міцності прокладки за (45), якщо:

$$F_{\delta \max}^{um} = \max \left\{ \begin{matrix} F_{\delta 1}^{um} \\ F_{\delta 2}^{um} \end{matrix} \right\} = F_{\delta 2}^{um} = 0,93 \cdot 10^6 \text{ Н},$$

тоді:

$$\frac{F_{\delta \max}^{um}}{\pi \cdot D_{cn}^{um} \cdot b_{um}} = \frac{0,93 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,95 \cdot 0,02} = 15,588 \cdot 10^6 \text{ Па} < 130 \text{ МПа} -$$

умова міцності виконується.

Умова міцності втулки фланця, обмеженої розміром S_0^{um} , за співвідношенням (46), якщо $f_{\phi}^{um} = 1$, при: $x_{um} = \frac{h_{\phi}^{um}}{\sqrt{D_2 \cdot S_0^{um}}} = \frac{0,049}{\sqrt{0,9 \cdot 0,012}} = 0,472$,

тоді:

$$\begin{aligned} T_n^{um} &= \frac{\left(D_n^{um} \right)^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{D_n^{um}}{D_2} \right) - D_2^2}{\left(1,05 \cdot D^2 + 1,945 \cdot \left(D_n^{um} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{D_n^{um}}{D_2} - 1 \right)} = \\ &= \frac{1^2 \cdot \left(1 + 8,55 \cdot \lg \frac{1}{0,9} \right) - 0,9^2}{\left(1,05 \cdot 0,9^2 + 1,945 \cdot 1^2 \right) \cdot \left(\frac{1}{0,9} - 1 \right)} = 1,871, \end{aligned}$$

значення крутного моменту M_0^{um} знайдемо за співвідношенням (49), якщо:

$$M_0^{um} = 0,5 \cdot \left(D_{\delta}^{um} - D_{cn}^{um} \right) \cdot F_{\delta 1}^{um} = 0,5 \cdot (1 - 0,95) \cdot 0,887 \cdot 10^6 = 0,022 \cdot 10^6 \text{ Н м},$$

$$\begin{aligned} M_0^{um} &= 0,5 \cdot \left[\left(D_{\delta}^{um} - D_{cn}^{um} \right) \cdot F_{\delta 2}^{um} + \left(D_{cn}^{um} - D_1 - S_{екв}^{um} \right) \cdot F_{Д}^{um} \right] \cdot \frac{[\sigma]_{\delta}^{20}}{[\sigma]_{\delta}^{um}} = \\ &= 0,5 \cdot \left[(1 - 0,95) \cdot 0,93 \cdot 10^6 + (0,95 - 0,9 - 0,012) \cdot 0,086 \cdot 10^6 \right] \cdot \frac{140 \cdot 10^6}{135 \cdot 10^6} = \\ &= 0,026 \cdot 10^6 \text{ Н м}. \end{aligned}$$

Приймаємо: $M_0^{ym} = M_0^{ym''} = 0,026 \cdot 10^6 \text{ Н м}$, $D_2^* = D_2 = 0,9 \text{ м}$, тому що:

$$20 \cdot S_1^{ym} = 20 \cdot 0,012 = 0,24 \text{ м} < 1,2 \text{ м}.$$

З урахуванням параметрів, визначених вище, знайдемо значення напруження в оболонці, викликане крутним моментом за формулою (48):

$$\sigma_1^{ym} = \frac{1,871 \cdot 0,026 \cdot 10^6 \cdot 0,613}{0,9 \cdot (0,012 - 0,0015)^2} = 154,922 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Підставимо отримане значення в (47) і отримаємо:

$$\sigma_0^{ym} = 1 \cdot 154,922 = 154,922 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_t^{ym} = \frac{p_{ym} \cdot D_2}{2 \cdot (S_0^{ym} - c')} = \frac{0,122 \cdot 10^6 \cdot 0,9}{2 \cdot (0,012 - 0,0015)} = 5,229 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$$\sigma_m^{ym} = \frac{p_{ym} \cdot D_2}{4 \cdot (S_0^{ym} - c')} = \frac{0,122 \cdot 10^6 \cdot 0,9}{4 \cdot (0,012 - 0,0015)} = 2,614 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Розрахуємо напруження у втулці та перевіримо виконання умови міцності:

$$\begin{aligned} & \sqrt{(\sigma_0^{ym} + \sigma_m^{ym})^2 + (\sigma_t^{ym})^2 - (\sigma_0^{ym} + \sigma_m^{ym}) \cdot \sigma_t^{ym}} = \\ & = \sqrt{(154,992 + 2,614)^2 + 5,229^2 - (154,992 + 2,614) \cdot 5,229} = 154,988 \text{ МПа} < \\ & < 570 \text{ МПа} - \text{умова міцності виконується.} \end{aligned}$$

Умова герметичності фланцевого з'єднання за формулою (50), якщо:

$$\begin{aligned} \sigma_{\kappa}^{ym} &= \frac{M_0^{ym} \cdot \left[1 - \nu_{ym} \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{\phi}^{ym'}}{0,9} \right) \right]}{D_2 \cdot (h_{\phi}^{ym})^2} = \\ &= 0,026 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - 0,613 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,38) \right] \cdot \frac{13,857}{0,9 \cdot 0,039^2} = 46,678 \cdot 10^6 \text{ Па}, \end{aligned}$$

тоді умова герметичності матиме вигляд:

$$\theta_{ym} = \frac{46,678 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6} \cdot \frac{0,9}{0,039} = 0,0054 \text{ рад} < 0,013 \text{ рад} - \text{умова}$$

виконується.

Перевірка несучої спроможності обичайки випарного апарату під дією опорних навантажень

Вихідні дані:

- абсолютний тиск гріючої пари $p_{gn} = 0,4$ МПа;
- абсолютний тиск навколишнього середовища $p_{амм} = 0,1$ МПа;
- діаметр гріючої камери в районі подачі гріючої пари $D' = 2,14$ м;
- діаметр сепаратора $D_1 = 3,2$ м;
- товщина стінки гріючої камери $S_{гк} = 4$ мм;
- товщина стінки сепаратора $S_c = 12$ мм;
- відстань від опори до найближчого зварного шва (для гріючої камери) $f_{гк} = 0,02$ м;
- відстань від опори до найближчого зварного шва (для сепаратора) $f_c = 0,53$ мм;
- кількість опор гріючої камери $n'_{гк} = 3$;
- кількість опор сепаратора $n'_c = 3$;
- допустиме напруження матеріалу фланця $[\sigma]_{опр} = 467$ МПа;
- вага випарного апарату $G_{в.а} = 250000$ Н;
- коефіцієнт для визначення граничного напруження в опорі $K_2 = 1,2$;
- коефіцієнт запасу міцності за границею текучості $n_m = 1,5$.

Перевірка несучої спроможності обичайки гріючої камери під дією опорних навантажень

Умова застосування формул [21]:

$$\frac{S_{гк} - c'}{D'} = \frac{0,004 - 0,0015}{2,14} = 1,168 \cdot 10^{-3} < 0,05 \quad - \quad \text{умова}$$

виконується.

Навантаження на одну опору:

$$F_{оп}^{зк} = \frac{G_{в.а}}{n'_{зк}} = \frac{250000}{3} = 83,3 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

За знайденим навантаженням обираємо стандартні опори типу I, з наступними розмірами: $c = 65 \text{ мм}$, $c_1 = 160 \text{ мм}$, $d_{\phi} = 36 \text{ мм}$, $g' = 256 \text{ мм}$, $b_4 = 310 \text{ мм}$, $h_1 = 360 \text{ мм}$, $h_2 = 24 \text{ мм}$, $K = 35$, $K_1 = 80$, $l_1 = 230 \text{ мм}$, $S_1^{оп} = 12 \text{ мм}$. Опора приварюється до апарату разом із підкладним листом, розміри якого: $b_2 = 400 \text{ мм}$, $b_3 = 820 \text{ мм}$, $S_2^{оп} = 20 \text{ мм}$ [21].

Відстань між точкою прикладання зусиль та підкладним листом:

$$e = \frac{5 \cdot l_1}{6} = \frac{5 \cdot 0,23}{6} = 0,192 \text{ м.}$$

Загальне мембранне напруження [22]:

$$\sigma_{м}^{зк} = \frac{p_{зк} \cdot D'}{2 \cdot (S_{зк} - c')} = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 2,14}{2 \cdot (0,004 - 0,0015)} = 171,2 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт міцності зварного шва вибираємо в залежності від співвідношення:

$$\sqrt{D' \cdot S_{зк}} = \sqrt{2,14 \cdot 0,004} = 0,093 \text{ м} > f_{зк} = 0,02 \text{ мм},$$

тоді приймаємо: $\varphi_{зк} = 1$.

Умови застосування розрахункових формул при наявності підкладного листа [21]:

$$\frac{S_{зк} - c'}{D'} = \frac{0,004 - 0,0015}{2,14} = 1,168 \cdot 10^{-3} < 0,05 \quad - \quad \text{умова}$$

виконується;

$$0,2 \cdot h_1 = 0,2 \cdot 360 = 72 \text{ мм} < g' = 256 \text{ мм} \quad - \quad \text{умова}$$

виконується;

$$S_2^{оп} = 20 \text{ мм} > S_{зк} = 4 \text{ мм} \quad - \quad \text{умова виконується.}$$

Загальні мембранні напруження опор в обичайці [21]:

$$\sigma_m^{зк} = \sigma_{м}^{зк} = 171,2 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт, що враховує ступінь навантаження загальними напруженнями:

$$v_2^{зк} = \frac{K_2}{n_m} \cdot \frac{\sigma_{зк}^{н}}{[\sigma]_{зк}} = \frac{1,2}{1,5} \cdot \frac{171,2 \cdot 10^6}{467 \cdot 10^6} = 0,293.$$

Коефіцієнт, що відображає відношення місцевих мембранних напружень до місцевих напружень вигину. Обирається в залежності від попереднього коефіцієнту і становить: $v_1^{зк} = 0,4$.

Коефіцієнт для визначення граничного напруження [21]:

$$K_1^{зк} = \frac{1 + 3 \cdot v_1^{зк} \cdot v_2^{зк}}{3 \cdot (v_1^{зк})^2} \cdot \left(\pm \sqrt{\frac{9 \cdot (v_1^{зк})^2 \cdot [1 - (v_2^{зк})^2]}{(1 + 3 \cdot v_1^{зк} \cdot v_2^{зк})^2} + 1} - 1 \right) =$$

$$= \frac{1 + 3 \cdot 0,4 \cdot 0,293}{3 \cdot 0,4^2} \cdot \left(\pm \sqrt{\frac{9 \cdot 0,4^2 \cdot (1 - 0,293^2)}{(1 + 3 \cdot 0,4 \cdot 0,293)^2} + 1} - 1 \right) = 0,879.$$

Граничне напруження обичайки в місці приварки опорної лапи.

$$[\sigma]_{опр}^{зк} = K_1^{зк} \cdot [\sigma]_{опр} \cdot \frac{n_m}{K_2} = 0,879 \cdot 467 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,5}{1,2} = 513,116 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Геометричні параметри конструктивних вузлів приєднання опорних лап до обичайки з підкладним листом [21]:

$$u = \ln \frac{D'}{2 \cdot (S_{зк} - c')} = \ln \frac{2,14}{2 \cdot (0,004 - 0,0015)} = 6,059;$$

$$y = \ln \frac{h_1}{D'} = \ln \frac{0,36}{2,14} = -1,782;$$

$$y_1 = \ln \frac{b_4}{D'} = \ln \frac{0,31}{2,14} = -1,932;$$

$$y_2 = \ln \frac{b_3}{D'} = \ln \frac{0,82}{2,14} = -0,959.$$

Значення коефіцієнта K_8 знаходимо графічним способом, попередньо розрахувавши наступні співвідношення:

$$\frac{b_3}{D'} = \frac{0,82}{2,14} = 0,383;$$

$$2 \cdot \left(\frac{D'}{S_{zk} - c'} \right) = 2 \cdot \left(\frac{2,14}{0,004 - 0,0015} \right) = 428,$$

тоді: $K_8 = 0,18$.

Допустиме зусилля у вузлі приварки опорної лапи до обичайки з підкладним листом [21]:

$$[F]_{опр}^{zk} = \frac{[\sigma]_{опр}^{zk} \cdot b_3 \cdot (S_{zk} - c')^2}{K_8 \cdot (e - S_1)} =$$

$$= \frac{513,116 \cdot 10^6 \cdot 0,82 \cdot (0,004 - 0,0015)^2}{0,18 \cdot (0,192 - 0,02)} \quad \underline{\underline{3}}$$

Умову несучої спроможності опорного вузла підкладного листа за співвідношенням (51):

$$83,3 \text{ кН} < 84,839 \text{ кН} - \text{умова виконується.}$$

Перевірка несучої спроможності обичайки сепаратора під дією опорних навантажень

Розрахункова схема наведена на рисунку 11.

Умова застосування формул:

$$\frac{S - c'}{D_1} = \frac{0,012 - 0,0015}{3,2} = 3,281 \cdot 10^{-3} < 0,05 \quad - \quad \text{умова}$$

виконується.

Навантаження на одну опору визначаємо за формулою:

$$F_{опр}^c = \frac{G_{в.а}}{n_c} = \frac{250000}{3} = 83,3 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

За знайденим навантаженням обираємо стандартні опори типу I, з наступними розмірами: $c = 65 \text{ мм}$, $c_1 = 160 \text{ мм}$, $d_0 = 36 \text{ мм}$, $g' = 256 \text{ мм}$, $b_4 = 310 \text{ мм}$, $h_1 = 360 \text{ мм}$, $h_2 = 24 \text{ мм}$, $K = 35$, $K_1 = 80$, $l_1 = 230 \text{ мм}$, $S_1^{опр} = 12 \text{ мм}$. Опора приварюється до апарату без підкладного листа [21].

Відстань між точкою прикладання зусиль та обичайкою апарату:

$$e_1 = \frac{5 \cdot l_1}{6} = \frac{5 \cdot 0,23}{6} = 0,192 \text{ м.}$$

Загальне мембранне напруження:

$$\sigma_{my}^c = \frac{P}{2 \cdot (S_c - c)} \cdot D = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 3,2}{2 \cdot (0,012 - 0,0015)} = 15,238 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт міцності зварного шва вибираємо в залежності від співвідношення:

$$\sqrt{D_1 \cdot S_c} = \sqrt{3,2 \cdot 0,012} = 0,196 \text{ м} < f_c = 0,53 \text{ мм,}$$

тоді приймаємо: $\varphi_c = 95$.

Загальні мембранні напруження опор в обичайці [21]:

$$\sigma_m^c = \sigma_{my}^c = 15,238 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт, що враховує ступінь навантаження загальними напруженнями:

$$v_2^c = \frac{K_2}{n_m} \cdot \frac{\sigma_m^c}{[\sigma] \cdot \varphi_c} = \frac{1,2}{1,5} \cdot \frac{15,238 \cdot 10^6}{467 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0,027.$$

Коефіцієнт, що відображає відношення місцевих мембранних напружень до місцевих напружень вигину. Вибирається в залежності від попереднього коефіцієнту і становить: $v_1^c = 0,3$.

Коефіцієнт для визначення граничного напруження [21]:

$$K_1^c = \frac{1 + 3 \cdot v_1^c \cdot v_2^c}{3 \cdot (v_1^c)^2} \cdot \left(\pm \sqrt{\frac{9 \cdot (v_1^c)^2 \cdot [1 - (v_2^c)^2]}{(1 + 3 \cdot v_1^c \cdot v_2^c)^2} + 1} - 1 \right) =$$

$$= \frac{1 + 3 \cdot 0,3 \cdot 0,027}{3 \cdot 0,3^2} \cdot \left(\pm \sqrt{\frac{9 \cdot 0,3^2 \cdot (1 - 0,027^2)}{(1 + 3 \cdot 0,3 \cdot 0,027)^2} + 1} - 1 \right) = 1,256.$$

Граничне напруження обичайки в місці приварки опорної лапи.

$$[\sigma]_{opr}^c = K_1^c \cdot [\sigma]_{opr} \cdot \frac{n_m}{K_2} = 1,256 \cdot 467 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,5}{1,2} = 733,19 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Геометричні параметри конструктивних вузлів приєднання опорних лап до обичайки без підкладного листа:

$$u = \ln \frac{D_1}{2 \cdot (S_c - e_1)} = \ln \frac{3,2}{2 \cdot (0,012 - 0,0015)} = 5,026;$$

$$y = \ln \frac{h_1}{D_1} = \ln \frac{0,36}{3,2} = -2,185;$$

$$y_1 = \ln \frac{b_4}{D_1} = \ln \frac{0,31}{3,2} = -2,334.$$

Значення коефіцієнта K_7 знаходимо за графіком [21], попередньо визначивши:

$$\frac{h_1}{D_1} = \frac{0,36}{3,2} = 0,113;$$

$$2 \cdot \left(\frac{D_1}{S_c - e_1} \right) = \frac{3,2}{2 \cdot (0,012 - 0,0015)} = 152,$$

тоді $K_7 = 0,83$.

Допустиме зусилля у вузлі приварки опорної лапи до обичайки без підкладного листа [21]:

$$[F]_{оп}^c = \frac{[\sigma]_{оп}^c \cdot h_1 \cdot (S_c - e_1)^2}{K_7 \cdot e_1} =$$

$$= \frac{733,19 \cdot 10^6 \cdot 0,36 \cdot (0,012 - 0,0015)^2}{0,83 \cdot 0,192} = 182,607 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Умову несучої спроможності опорного вузла перевіримо за формулою (51):

$$83,3 \text{ кН} < 182,6077 \text{ кН} - \text{умова виконується.}$$

Рекомендації з ремонту, монтажу та експлуатації апаратів в установці

Монтаж випарного апарату починається із установки корпусу гріючої камери на три опори типу «лапа». До корпусу гріючої камери, за допомогою фланцевого з'єднання, приєднується днище гріючої камери, а також

приварюється штуцер для вводу гріючої пари (разом із укріплюючим кільцем). До верхньої частини гріючої камери приєднується царга і еліптична кришка.

Монтаж сепаратора розпочинаємо із з'єднання верхньої і нижньої царг, її встановлення на трьох опорах типу «лапа» і з'єднання з гріючою камерою. Потім приєднується кришку апарату і (за допомогою двох фіксуючих кілець) фіксується зливна труба брызкоуловлювача. Далі приєднується днище, яке встановлюється на циліндричну опору.

Завершальним етапом монтажу апарату є з'єднання гріючої камери і сепаратора за допомогою циркуляційної труби і перевірка апарату на герметичність.

Усі складальні одиниці випарного апарату з'єднуються між собою за допомогою фланцевих з'єднань типу «шип-паз».

У апараті, перед відкриттям, доводять тиск до атмосферного, з апарату видаляють робоче середовище, після чого його пропарюють водяною парою. Після пропарювання апарат промивають водою. В деяких випадках пропарювання і промивання чергують кілька разів [15].

Пропарений і промитий апарат від'єднують від усіх комунікацій глухими заглушками, що встановлюються у фланцевих з'єднаннях штуцерів. Установку кожної заглушки і наступне її зняття реєструють в спеціальному журналі.

Корпус апарату як зовні, так і з середини підлягає візуальному огляду. Виявлення дефектів корпусу, що вимагає високої кваліфікації, включає візуальний огляд для визначення загального стану корпусу і ділянок, схильних до найбільшого зносу; вимірювання залишкової товщини корпусу за допомогою ультразвукових дефектоскопів; перевірку на щільність зварних швів і роз'ємних з'єднань і т. д [15].

Нещільні зварні шви вирубують, зачищають і заварюють. Зношені штуцери і люки вирізають і замінюють новими з обов'язковою установкою зміцнюючих кілець. Бажано, щоб зміцнюючі кільця нових штуцерів мали дещо більший діаметр, ніж старі: це дозволяє приварювати їх в новому місці. Ремонту піддають усі штуцери.

Під час кожного ремонту вимірюють фактичну товщину стінки корпусу випарного апарату [15].

Гріюча камера має жорстку конструкцію, тобто нерухома трубна решітка жорстко з'єднана з корпусом. Основний їх недолік – неможливість механічного очищення внутрішньої поверхні корпусу і зовнішньої поверхні труб від бруду і відкладень.

Візуальному огляду підлягають тільки кришки, кінці і внутрішні канали труб, штуцери на корпусі і кришках. Дефекти інших частин гріючої камери можуть бути виявлені тільки при опресуванні.

Терміни і зміст ревізій і ремонтів визначають, виходячи з конкретних експлуатаційних умов. Необхідність в достроковому ремонті може бути обумовлена різким погіршенням теплообміну (відповідно до технологічної карти). У такому разі можливе забруднення внутрішніх або зовнішніх поверхонь (чи обох одночасно) труб. Зношування трубних решіток практично виключається через їх велику товщину [15].

При проведенні ремонту з трубного і міжтрубного просторів через штуцери видаляють їх вміст. Далі протягом часу, визначеного фізико-хімічними властивостями робочого середовища, їх промивають водою, потім пропарюють. Завдяки промиванню і пропарюванню відбувається підготовка апарату до відкриття, видалення вибухо- і пожежонебезпечних або токсичних речовин, розбору і очищення поверхонь від відкладень. Слід зазначити, що промивання – єдино можливий спосіб видалення відкладень із зовнішніх поверхонь труб і внутрішніх поверхонь корпусу. Тому промиванню міжтрубного простору гріючої камери необхідно приділяти особливу увагу. Бажано промивати апарати гарячою водою, що підігрівається парою. Аналогічно промивають трубний простір [15].

Після промивання апарат від'єднують від комунікації глухими заглушками і приступають до його розбирання.

Фактичну товщину стінки і днищ вимірюють шляхом висвердлювання отворів, а також за допомогою приладів для ультразвукового вимірювання товщини стінки.

Особливої ретельності вимагає перевірка стану кінців труб в трубних решітках. Перевірку проводять за допомогою візуального огляду, вимірюванням діаметру та товщини стінки частин апарату, а також опресуванням. Складно визначити стан розвальцованого з'єднання; його оцінюють за результатами вимірювання внутрішнього діаметру розвальцьованого кінця труби.

Дефекти, які не можна виявити під час візуального огляду і вимірювань, виявляють опресуванням міжтрубного і трубного просторів [15].

Трубу, що на практиці вийшла з ладу, заглушають з двох кінців металевими конусними пробками. Число таких труб не повинне перевищувати 10% від загального числа труб в пучку, інакше значно зросте гідравлічний опір і помітно зменшиться поверхня теплообміну.

Необхідність ремонту корпусу встановлюють за результатами вимірювання товщини і перевірки зварних швів.

Перед повною зборкою апарату слід проводити опресування міжтрубного простору. При цьому виявиться нещільність в корпусі, в місцях з'єднання труб з трубними ґратами, а також зношені теплообмінні труби (при появі в них води). Апарат остаточно опресують після закриття кришок. З апарату, що витримав випробування, зливають воду, а потім знімають заглушки [15].

1. Дану конструкцію рекомендовано використовувати на цьому виробництві тому, що: конструкцію можна швидко розібрати та зібрати; осад можна видаляти механічним способом; має місце легкий доступ до внутрішньої поверхні гріючих труб: забезпечується висока швидкість процесу згущення.

2. Проведені розрахунки теплового та матеріального балансу, конструктивний розрахунок апарата, визначено основні габаритні розміри та максимальні напруження в апараті.

3. Розраховані геометричні розміри складальних одиниць апарату.

4. Визначено матеріали, з яких виготовляється апарат.

5. Надані рекомендації з монтажу та експлуатації

6. Отримані результати задовольняють необхідні робочі умови.

