

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

УСТАТКУВАННЯ ВИРОБНИЦТВ ГАЛУЗІ

Курсовий проєкт

Навчальний посібник

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра
за освітньою програмою «Біотехнології»
спеціальності 162 – Біотехнології та біоінженерія

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2025

УДК 602
У11

Укладачі: *Калініна Мирослава Федорівна*, канд. техн. наук, доц.
Костик Сергій Ігорович, канд. техн. наук, доц.
Фесенко Сергій Вікторович, канд. техн. наук
Остапенко Жанна Ігорівна

Рецензент *Авраменко Андрій Олександрович* член – кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу тепломасообміну і гідродинаміки в елементах теплоенергетичного устаткування Інституту Технічної Теплофізики НАН України

Відповідальний редактор *Мельник Вікторія Миколаївна* докт. техн. наук, професор, завідувач кафедри біотехніки та інженерії факультету біотехнології і біотехніки Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 6 від 10.04.2025 р.)
за поданням Вченої ради факультету/біотехнології і біотехніки
(протокол № 8 від 24.03.2025 р.)*

У11 Устаткування виробництв галузі. Курсовий проект [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Біотехнології» спец. 162 Біотехнології та біоінженерія / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: М.Ф. Калініна та ін. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2025. – 138 с.

У навчальному посібнику викладено вимоги до виконання курсового проекту із дисципліни «Устаткування виробництв галузі». Наведено приклади розрахунків апаратів, що виносяться на виконання курсового проекту. Надано приклади креслеників апаратів і виносних елементів. Наведено вимоги щодо оформлення та змісту роботи. Навчальний посібник призначений для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Біотехнології» спеціальності 162 – Біотехнології та біоінженерія

УДК 602

Реєстр. № 24/25-468. Обсяг 3,8 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Берестейський проспект, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2025

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ВИМОГИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	7
1.1. МЕТА І ЗАДАЧІ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ.....	7
1.2. ТЕМАТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	7
1.3. СКЛАД, ОБСЯГ І СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	8
1.4. ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗДІЛІВ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	8
1.5. ВКАЗІВКИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТОВОЇ ЧАСТИНИ.....	10
1.6. ВКАЗІВКИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ	13
1.7. ПРОЦЕДУРА ЗАХИСТУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	19
2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	21
2.1. ЗАГАЛЬНА СХЕМА ТЕХНОЛОГІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИКІВ	21
2.2. РІВНЯННЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ	26
2.3. ОСНОВНІ КОНСТРУКЦІЇ І ПАРАМЕТРИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	33
2.3.1. Кожухотрубні теплообмінні апарати	33
2.3.2. Теплообмінники типу «труба в трубі»	38
2.3.3. Пластинчасті теплообмінники	39
2.4. РОЗРАХУНКИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	41
2.4.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника.....	41
2.4.2. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»	46
2.4.2. Розрахунок пластинчастого теплообмінника	52
3. РОЗРАХУНОК ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ	59
3.1. ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ВИПАРНОГО АПАРАТУ	59
3.1.1. Концентрації розчину, що випарюється.....	59
3.1.2. Температури кипіння розчинів	60
3.1.3. Корисна різниця температур	63
3.1.4. Вибір конструкційних матеріалів	64
3.1.5. Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі.....	64
3.1.6. Уточнений розрахунок поверхні теплообміну	66
3.2. ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ТЕПЛОВОЇ ІЗОЛЯЦІЇ.....	66
3.3. РОЗРАХУНОК БАРОМЕТРИЧНОГО КОНДЕНСАТОРА.....	67
3.3.1. Витрата охолоджувальної води	67
3.3.2. Діаметр конденсатора	68
3.3.3. Висота барометричної труби.....	68
3.4. РОЗРАХУНОК ПРОДУКТИВНОСТІ ВАКУУМ-НАСОСА.....	69
4. РОЗРАХУНОК ФЕРМЕНТЕРА	70
4.1. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК	71
4.2. РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ПЕРЕМІШУВАННЯ	72

4.3. РОЗРАХУНОК ПЕРЕМІШУЮЧОГО ПРИСТРОЮ	73
4.4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ФЕРМЕНТЕРА	75
4.4.1. Визначення теплового навантаження теплообмінних пристроїв ферментера.....	76
4.4.2. Визначення температурного напору	76
4.4.3. Визначення коефіцієнту теплопередачі від сорочки	77
4.4.4. Визначення коефіцієнту теплопередачі у змійовику.....	79
4.5. РОЗРАХУНОК ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО ПРИСТРОЮ	80
5. РОЗРАХУНОК СУШИЛЬНИХ АПАРАТІВ.....	82
5.1. РОЗРАХУНОК РОЗПИЛЮВАЛЬНОЇ СУШАРКИ	82
5.1.1. Матеріальний баланс	82
5.1.2. Тепловий баланс сушильної установки	82
5.1.2.1. Надходження тепла.....	83
5.1.2.2. Витрати тепла	83
5.1.3. Баланс вологи в сушарці.....	84
5.1.4. Конструктивний розрахунок розпилювальної сушарки.....	85
5.1.4.1. Визначення діаметра сушильної камери	85
5.1.4.2. Знаходження об'єму сушильної камери	87
5.2. РОЗРАХУНОК СУБЛІМАЦІЙНОЇ СУШАРКИ	89
5.2.1. Тепловий розрахунок сублиматора	89
5.2.1.1 Розрахунок попереднього заморожування продукту перед сушінням	91
5.2.2. Тепловий розрахунок десублиматора	91
5.2.2.1. Розрахунок процесу відтавання намороженого льоду	93
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	94
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	95
ДОДАТОК А	97
ДОДАТОК А.1. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТИТУЛЬНОГО АРКУША ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ.....	98
Додаток А.2. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЄКТ	99
Додаток А.3. ЗМІСТ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ.....	100
Додаток А.4. КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН	101
Додаток А.5. ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ ТЕХНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	102
Додаток А.6. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТИТУЛЬНОГО АРКУША НА ПАПКУ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ	105
Додаток А.7. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ОПИСУ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ	106
Додаток А.8. ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЄКТ	107
ДОДАТОК Б.....	115

Додаток Б.1. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ КРЕСЛЕНИКА ФЕРМЕНТЕРУ.....	116
Додаток Б.2. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ КРЕСЛЕНИКА ВИПАРНОГО АПАРАТУ....	118
Додаток Б.3. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ КРЕСЛЕНИКА КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННИКА	120
Додаток Б.4. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ КРЕСЛЕНИКА ТЕПЛООБМІННИКА ПЛАСТИНЧАСТОГО	122
Додаток Б.5. ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ КРЕСЛЕНИКА ТЕПЛООБМІННИКА ТИПУ «ТРУБА В ТРУБІ».....	124
ДОДАТОК В	126
Додаток В.1. ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ВОДИ І ВОДЯНОЇ ПАРИ НА ЛІНІЇ НАСИЧЕННЯ	127
Додаток В.2. ВЛАСТИВОСТІ МЕЛЯСИ ТА МЕЛЯСНИХ РОЗЧИНІВ, КУЛЬТУРАЛЬНИХ СЕРЕДОВИЩ ТА ДРІЖДЖОВИХ КОНЦЕНТРАТІВ	130
Додаток В.3. ВЛАСТИВОСТІ ЛИМОННОЇ КИСЛОТИ	135

ВСТУП

Курсовий проєкт з дисципліни «Устаткування виробництв галузі» являє практичну розробку, виконану студентом, і має на меті підтвердити його вміння самостійно вирішувати задачі інженерного рівня.

Виконання курсового проєкту забезпечує наступні програмні результати навчання [1]:

- вміти застосовувати положення нормативних документів, що регламентують порядок проведення сертифікації продукції, атестації виробництва, вимоги до організації систем управління якістю на підприємствах, правила оформлення технічної документації та ведення технологічного процесу, базуючись на знаннях, одержаних під час практичної підготовки.

- базуючись на знаннях про закономірності механічних, гідромеханічних, тепло- та масообмінних процесів та основні конструкторські особливості, вміти обирати відповідне устаткування у процесі проектування виробництв біотехнологічних продуктів різного призначення для забезпечення їх максимальної ефективності.

- базуючись на знаннях, одержаних під час практики на підприємствах та установах, вміти здійснювати продуктовий розрахунок і розрахунок технологічного обладнання.

- вміти складати матеріальний баланс на один цикл виробничого процесу, специфікацію обладнання та карту постадійного контролю з наведенням контрольних точок виробництва.

- вміти здійснювати обґрунтування та вибір відповідного технологічного обладнання і графічно зображувати технологічний процес відповідно до вимог нормативних документів з використанням знань, одержаних під час практичної підготовки.

Проєкт виконується студентом за індивідуальним завданням. Для надання студенту допомоги, у формі консультацій, кафедрою призначається керівник проєкту. Він контролює роботу студента в процесі проектування; видає рекомендації студенту щодо опрацювання необхідної літератури, нормативних і довідкових матеріалів, наукових видань тощо за темою курсового проєкту; допомагає студенту скласти, затверджує та контролює реалізацію календарного плану-графіка виконання проєкту; перевіряє зміст, обсяг і якість виконання технічної документації – текстової частини (пояснювальна записка) та графічної частини у вигляді комплекту креслеників.

1. ВИМОГИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1.1. Мета і задачі курсового проєкту

Виконання курсового проєкту має на меті:

- закріплення і систематизацію отриманих студентами теоретичних і практичних навичок;
- поглиблення знань студентів відповідно до теми роботи;
- ознайомлення з основними принципами і методами технологічного розрахунку типової апаратури біотехнологічних виробництв;
- придбання і закріплення вміння роботи з технічною та спеціальною літературою, оформлення звітної технічної документації відповідно до вимог стандартів;
- розвиток навичок прийняття технічних рішень, їх інженерного обґрунтування і доказового захисту;

Задачами, що ставляться під час виконання курсового проєкту, є:

- розвиток інженерного мислення і набуття досвіду проектно-конструкторської роботи;
- удосконалення навичок складання та оформлення технічної документації (пояснювальної записки, графічної частини: апаратних схем, креслеників загального виду і основних вузлів);
- застосування передових інформаційних технологій (використання сучасного програмного забезпечення для виконання текстових та графічних документів);
- засвоєння студентом навчальних дисциплін циклу інженерної підготовки.

1.2. Тематика курсового проєкту

Тематика курсових проєктів повинна відображати сучасний технологічний рівень обладнання біотехнологічних виробництв:

- установки, апарати та устаткування для проведення гідромеханічних процесів (відстійники, фільтри, центрифуги, змішувачи, тощо);
- теплообмінне обладнання (теплообмінні, випарні установки і апарати та ін.);
- масообмінні і тепло-масообмінні установки та устаткування для них (ферментери, абсорбційні установки, ректифікаційні колони, екстрактори і кристалізатори, сушильні установки, тощо).

Завдання на курсовий проєкт видаються студентам не пізніше двотижневого терміну з початку семестру, у якому виконується проєкт. Завдання на курсовий проєкт оформлюється на спеціальному бланку і підписується керівником проєкту. Зміна змісту технічного завдання самим студентом за будь-якої причини не допускається. Якщо це необхідно в силу виробничих умов, тоді видається нове завдання, затверджене керівником проєкту.

1.3. Склад, обсяг і структура курсового проєкту

Технічна документація проєкту містить пояснювальну записку обсягом 25-40 стор. друкованого тексту і 2 аркуші креслеників формату А1. В об'єм «Пояснювальної записки» не входять Додатки (графіки, специфікації тощо).

Пояснювальна записка включає наступні структурні складові:

1. Титульний лист, який є обкладинкою «Пояснювальної записки» (див. Додаток А.1).
2. Завдання на курсовий проєкт (див. Додаток А.2).
3. Зміст, із зазначенням розділів, підрозділів і сторінок (див. Додаток А.3).
4. Основний текст Пояснювальної записки, що складається з перерахованих у «Змісті» розділів.
5. Перелік посилань.
6. Додатки (малюнки, таблиці тощо)
7. Календарний план (див. Додаток А.4).

1.4. Вказівки до виконання розділів курсового проєкту

Виконання курсового проєкту рекомендується проводити в наступній послідовності.

1. Ознайомлення із обраною темою по конспекту лекцій, а також із спеціальної і навчальної літератури.

2. Підбір необхідних для проектування альбомів, атласів устаткування, каталогів, кресленики.

3. Ознайомлення з принциповою схемою установки, визначення типу заданого для проектування апарату, складання розрахункової схеми.

4. Виконання всіх зазначених в розд. 2 етапів проектування і розрахунків (матеріальних балансів і технологічних розрахунків, енергетичних (теплових) балансів, конструктивних розрахунків і т.п.)

5. Виконання графічної частини проєкту (після перевірки й узгодження з керівником проєкту розрахунків). Спочатку креслиться загальний вид апарату, а після його перевірки та затвердження - кресленики, що містять основні вузли і деталі.

6. Оформлення «Пояснювальної записки».

Методики розрахунків наведені в розділах посібника також студент може самостійно обрати методику з джерел наведених в Додатку А.6. Методика узгоджується з керівником проєкту.

Пояснювальна записка і кресленики підписуються студентом, а після їхньої перевірки - керівником проєкту.

Усі розрахунки виконуються зі звичайною інженерною точністю переважно в одиницях СІ з використанням наявних електронно-обчислювальних машин.

Пояснювальна записка складається з наступних розділів:

1. Вступ.
2. Призначення та галузь застосування апарату.
3. Описання та обґрунтування вибраної конструкції.
4. Технічна характеристика.
5. Технологічні розрахунки.
6. Вибір загальнозаводського обладнання.
7. Вимоги техніки безпеки та промислової санітарії.
8. Висновки.
9. Перелік посилань.

Зміст основних розділів пояснювальної записки:

Вступ. У вступі до проекту характеризують актуальність та доцільність завдання, що ставиться у ньому. Аналізується сучасний стан виробництва. Зазначають місце апарата, що проектується, у системі виробництва. Оцінюють значення продукції (1,5-2 стор.).

Призначення та галузь застосування апарату. В пункті наводиться короткий опис фізичного процесу, що протікає в апараті. Вказується призначення і функції апарату та основні вимоги до конструкції (2-3 стор.).

Описання та обґрунтування вибраної конструкції. Короткий огляд конструкцій апаратів даного типу із зазначенням їх переваг та недоліків. Обґрунтування вибору певної конструкції, як найбільш відповідної. Докладний опис конструкції і принципу дії (4-5 стор.).

Технічна характеристика. У технічній характеристиці вказують призначення виробу (апарата); об'єм апарата — повний і робочий; продуктивність; площу поверхні теплообміну; робочий тиск; робочу температуру середовища; потужність привода; частоту обертання валу; токсичність і вибухонебезпечність середовища; інші необхідні дані (1 стор.).

Технічна характеристика може бути оформлена у вигляді таблиці або списку (Додаток А.5).

Технологічні розрахунки. До складу технологічних розрахунків входять:

- 1) принципова розрахункова схема апарату;
- 2) значення реологічних і теплофізичних властивостей середовищ, що переробляються або виробляються у апараті;
- 3) визначення матеріальних і теплових потоків, необхідних для здійснення процесу (на підставі рівнянь матеріального і теплового балансів);
- 4) конструктивний розрахунок апарату і окремих складових елементів;
- 5) визначення витрат енергії;
- 6) визначення коефіцієнтів, що характеризують інтенсивність здійснюваних в апаратах процесів (коефіцієнтів тепло- і масо - передачі, значення констант швидкостей хімічної реакції), визначення середньої рушійної сили процесів переносу;
- 7) розрахунок питомих витрат сировини, матеріалів, електроенергії, пари, їхньої втрати, визначення коефіцієнта корисної дії.

В кожному пункті розрахунку вказується мета розрахунку та вихідні дані (16-20 стор.)

Вибір загальнозаводського обладнання. Здійснюється розрахунок і підбір обладнання для подачі та виводу необхідних речовин з проектного апарату – насосів, вентиляторів, калориферів, барометричних конденсаторів, дозаторів, тощо (2-3 стор.).

Вимоги техніки безпеки та промислової санітарії. Приводиться характеристика небезпечних вузлів і шкідливих речовин, що переробляються на машині або апараті. Даються способи, технічні засоби і рішення, що забезпечують безпечні і здорові умови праці при експлуатації проектного устаткування (3-4 стор.).

Висновки. В цьому розділі необхідно надати короткі висновки про виконану роботу, показати все нове та цінне, що зроблено при виконанні проекту по спеціальності, результати проведених розрахунків, висновки щодо економічної ефективності проектної роботи (1-1,5 стор.).

Висновки є коротким підсумком роботи тому повинні бути чіткими та ясними.

Перелік посилань. Розрахунково-пояснювальна записка закінчується розділом “Перелік посилань”, у якому один по одному перераховуються літературні джерела, застосовувані при виконанні курсового проекту.

Посилання на літературу в тексті пояснювальної записки розміщують у квадратних дужках і повинні містити порядкову цифру по переліку літератури і сторінку, з якої береться значення величини або вираження формули. Номер таблиці або графіка вказується в самому тексті пояснювальної записки перед дужкою посилання.

1.5. Вказівки до оформлення текстової частини

Пояснювальна записка виконується за допомогою комп’ютерної техніки, з одного боку аркуша формату А4 через півтора інтервали. Мінімальна відстань від рамки до границь тексту: на початку рядка-5мм, наприкінці-3мм, від першого та останнього рядка на сторінці-10мм. Абзаци в тексті починають з відступом 15 мм.

Основний напис розміщують на другій сторінці зі змістом (рис. 1).

Текст пояснювальної записки виконується в текстовому редакторі Word шрифтом Arial курсив або Times New Roman чорного кольору розміром 14 кегль з міжрядковим інтервалом 1,5. При цьому таблиці, ілюстрації та інше виконуються чорним кольором і не повинні виходити за поля сторінки, формули повністю набираються за допомогою редактора формул Math Type.

Різного роду недоліки, помилки, помічені в процесі виконання текстового документа, дозволено виправляти підтиранням або зафарбуванням білою фарбою з наступним нанесенням на це місце

виправленого тексту (графіки). Не допускаються пошкодження аркушів, забруднення та сліди неповного усунення помилок.

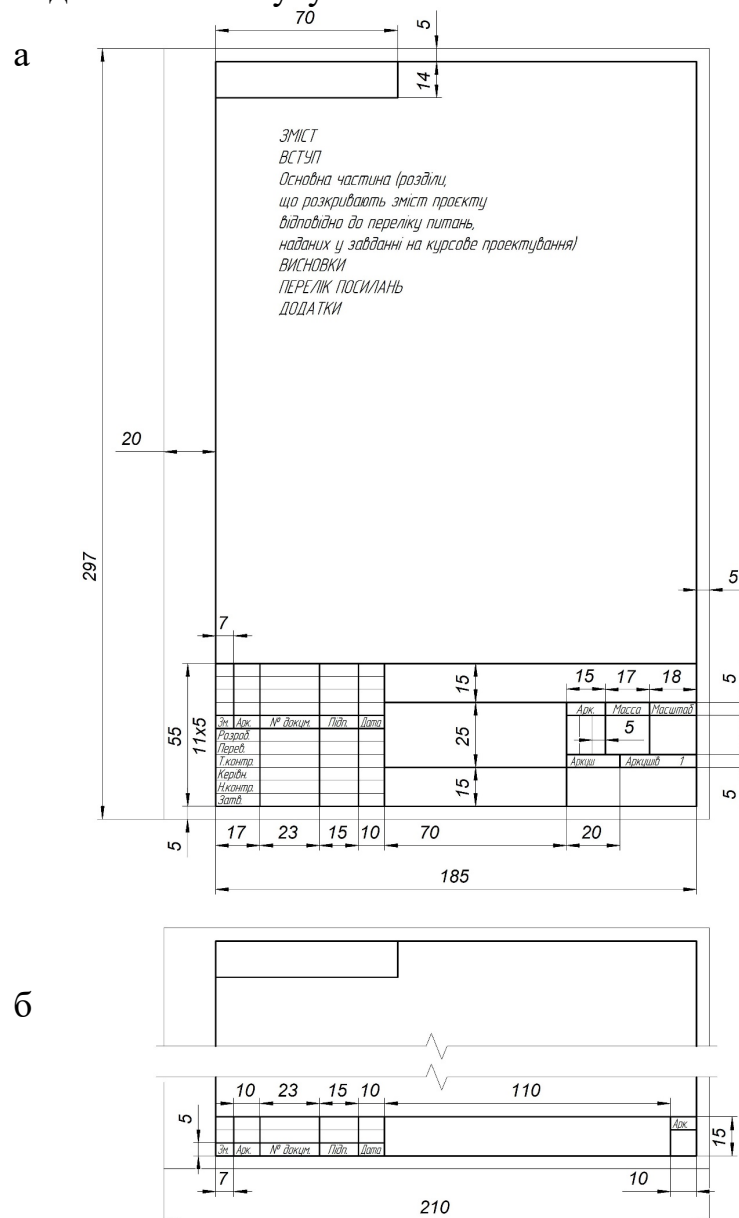


Рис. 1.1. Приклад оформлення технічного документу: а – перший аркуш; б – наступні аркуші [1]

Розрахунки виконують на формах, відповідних до ДСТУ ГОСТ 2.106-96. Послідовність викладу розрахунку залежить від характеру розрахунку і величин, які розраховуються.

Типовий розрахунок повинен містити:

- ескіз або схему виробу, які розраховуються;
- мету розрахунку із зазначенням того, що необхідно визначити;
- вихідні дані для розрахунку;
- умови розрахунку;
- розрахунок;
- висновок.

Ескіз або схема об'єкту розрахунку повинні давати чітке уявлення про цей об'єкт.

При вказуванні одиниці виміру фізичних величин, що входять у розрахункові формули, не можна комбінувати літерні позначення та назви одиниць, тобто для одних одиниць застосовувати позначення, а для інших - назву.

Якщо в тексті подано певну кількість або діапазон числових позначень, визначених одною і тою ж одиницею фізичного виміру, то цю одиницю вказують лише після останньої цифри.

Всі розрахункові формули, на які є посилання у документі, нумеруються порядковою нумерацією арабськими цифрами в межах розділу.

Номер формули складається з номеру розділу та чергового номеру формули, розділених крапкою. Номер вказують з правого боку аркуша на одному рівні з формулою в дужках.

Одну формулу нумерують - (1). Формули, в які підставлені числові значення, не нумеруються.

Нумерацію можна проводити в межах всього документа.

Посилання на номер формули в тексті подають в дужках, наприклад: "... у формулі (5.2)".

В примітках до тексту та таблиць подають лише довідкові та пояснюючі дані. Якщо примітка одна, то її не нумерують і після слова "Примітка" ставлять тире або крапку і текст примітки пишуть з великої літери. Якщо приміток кілька, то після слова "Примітки" ставлять двокрапку. Примітки нумеруються арабськими цифрами без крапок, наприклад:

Примітки: 1 _____
2 _____.

У ПЗ дозволено посилатися на стандарти (окрім стандартів підприємств), технічні вимоги та інші документи. Посилатися слід на документ у цілому або на його розділи і додатки. Не дозволяється посилатися на підрозділи, пункти, таблиці і ілюстрації. При посиланні на стандарти і технічні умови необхідно вказувати лише їх позначення.

При посиланні на інші документи необхідно вказувати назву документа. При посиланні на додаток слід наводити його номер та назву, а при повторенні - лише номер.

Посилання на літературні джерела слід подавати під номером переліку літературних джерел, який вказується в переліку посилань. Номер літературного джерела поміщають між двома квадратними дужками, наприклад, [15].

При виконанні пояснювальної записки належить звернути увагу на правильне позначення розділів та підрозділів, формул, таблиць, ілюстрацій, посилань на використану літературу.

Всі заголовки розділів, підрозділів, пунктів та ін. позначають арабськими цифрами, розділяють крапками. Розділи належить починати з

нової сторінки. Для формул, таблиць та ілюстрацій рекомендують наскрізну нумерацію.

Ілюстрації (схеми, графіки) та таблиці розташовують як найближче до місця їх обов'язкового пояснення або згадки у тексті. Ілюстрації повинні мати назву і пояснювальні дані (під ними) та обов'язково позначення з номером, наприклад «Рис. 2.1», що поміщають під малюнком. Таблиці також повинні мати назву (безпосередньо над нею) та обов'язково - номер, наприклад, «Табл. 1.4». Його розміщують перед заголовком ліворуч.

Відомість проєкту містить перелік конструкторських документів, що ввійшли у курсовий проєкт, та оформлюється по стандартній формі.

1.6. Вказівки до оформлення графічної частини

Графічна частина виконується на 2 аркушах формат А1.

Загальний вигляд апарата виконують, як правило, на аркушах креслярського паперу основного формату А1 (594×841 мм), згідно з ДСТУ ГОСТ 2.301-68. Разом із зазначеним форматом дозволяється користуватися іншими основними форматами, позначення та розміри сторін яких мають відповідати вказаним нижче:

Табл. 1.1 Позначення та розміри сторін креслярських форматів [1]

Позначення формату	A0	A1	A2	A3	A4
Розмір сторін формату, мм	841×1189	594×841	420×594	297×420	210×297

Допускається застосування додаткових форматів, утворених збільшенням коротких сторін основних форматів на величину, кратну їх розмірам. Позначення похідного формату складається з позначення основного формату і його кратності, наприклад А1×3, А4×8 і т. д. Розміри похідних форматів, як правило, слід вибирати за таблицею 2.

Табл. 1.2. Розміри додаткових форматів [1]

Кратність	Формат				
	A0	A1	A2	A3	A4
2	1189×1682	—	—	—	—
3	1189×2523	841×1783	594×1261	420×891	297×630
4	—	841×2378	594×1682	420×1189	297×841
5	—	—	594×2102	420×1486	297×1051
6	—	—	—	420×1783	297×1261
7	—	—	—	420×2080	297×1471
8	—	—	—	—	297×1682
9	—	—	—	—	297×1892

Крім того, у верхній частині листа розташовують додаткову графу розміром 70×14 мм, призначену для повторного запису позначення кресленика, яке наводиться в основному написі.

При заповненні основного напису в його графі вносять такі відомості:

а) «Розроб.» – прізвище студента, який виконав проєкт, його підпис і дата виконання проєкту;

б) «Перев.» – прізвище керівника і його підпис із зазначенням дати;

в) «Т. контр.» – прізвище ініціали людини, що проводить технічний контроль, і його підпис із зазначенням дати (в курсовому проєкті не наводиться);

г) «Керівн.» – прізвище керівника і його підпис із зазначенням дати;

д) «Н. контр.» – прізвище ініціали людини, що відповідає за нормоконтроль, і його підпис із зазначенням дати (в курсовому проєкті не наводиться);

е) «Затв.» – прізвище ініціали людини, що затверджує проєкт, і його підпис із зазначенням дати (в курсовому проєкті не наводиться);

ж) у верхній графі вказують позначення кресленика;

з) у центральній графі вказують найменування виробу в називному відмінку

однини, причому на першому місці поміщають іменник Найменування виробу повинно відповідати прийнятій термінології та бути по можливості коротким. Під найменуванням виробу записують вид кресленика;

і) у першій нижній графі поміщають скорочену назву інституту та номер групи;

к) у графі «Масштаб» вказують масштаб основної проекції.

ДСТУ ГОСТ 2.201– 80 встановлює знеособлену класифікаційну систему позначення

Основні вимоги до креслеників загального виду наведені нижче.

Кресленики загального виду повинні виконуватися відповідно до основних вимог ДСТУ ГОСТ 2.119-73 (1995) ЄСКД на виконання ескізних проєктів. Кресленик загального виду повинен містити наступні відомості:

а) зображення виробу (апарата, машини), необхідні види, розрізи і перетини, що дають повне уявлення про устрій виробу;

б) основні розміри – конструктивні, приєднувальні і габаритні, а в разі потреби – настановні, монтажні і граничні відхилення рухомих частин;

в) позначення посадок у відповідальних з'єднаннях;

г) вид або схему з дійсним розташуванням штуцерів, люків, лап і ін.;

д) таблицю призначення штуцерів, патрубків і т.п.;

е) технічну характеристику;

ж) технічні вимоги;

з) перелік складових частин виробу.

На зображенні кресленника загального виду допускається показувати умовно зміщеними штуцера, бобишки, люки і т.п., не змінюючи їхнього розташування по висоті або довжині апарата.

На виді виробу (апарата) зверху необхідно показати дійсне розташування штуцерів, бобишек, люків і т.п.; при відсутності виду зверху його варто зобразити схематично (рис. 1.4), проставивши умовні позначки штуцерів, бобишек, люків і т.п., зазначених на головному чи на іншому виді виробу. При цьому над схемою необхідно зробити напис, наприклад: «Схема розташування штуцерів, люків і лап», а в технічних вимогах на кресленнику обов'язково вказати: «Дійсне розташування штуцерів, бобишек, люка і лап дивися за схемою (за планом, виду В, і т.д.)».

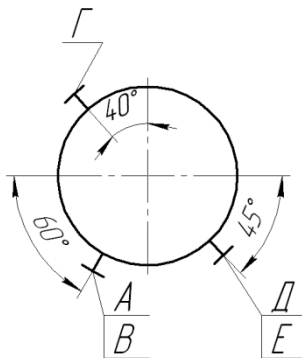


Рис. 1.4. Схема розташування штуцерів [1]

Штуцера, патрубки, гільзи для термометрів, люки і т.п. на головному та сполученому з ним зображеннях, а також на схемі позначають умовно на продовженні їхніх осей або на полках ліній-виносок прописними буквами російського алфавіту розміром від 5 до 7 мм (букви Й, П, Р, О, Х, Ь не застосовують).

Таблиця призначення штуцерів, патрубків, гільз і інших елементів апарата виконується за формою представленою на рис. 1.5:

Позначення	Найменування	Кільк.	Прохід	Тиск	20
			умовний D _ц , мм	умовний P _ц , МПа	
					8
12	90	10	18		
148					

Рис. 1.5. Таблиця призначення штуцерів [1]

Над таблицею поміщають заголовок «Таблиця штуцерів».

Літерні позначення за алфавітом (без пропусків і повторення) привласнюються спочатку видам, розмірам, перетинам, а потім штуцерам. У випадку недоліку букв застосовують цифрову індексацію, наприклад: «А₁, «У₁, У₂» і т.д.

Написи, технічну характеристику, технічні вимоги і таблиці виконувати на кресленнику з дотриманням ДСТУ ГОСТ 2.316-2008.

Таблиці, технічну характеристику, технічні вимоги і перелік складових частин необхідно розташовувати над основним написом кресленника. Як виняток допускається розміщення таблиці штуцерів ліворуч від основного напису. Розташування основних елементів, що рекомендується, кресленника загального виду див. на рис. 1.6.

Додаткові зображення (види, розрізи, перетини, виносні зображення і т.д.) повинні розташовуватися якомога ближче до елемента, що виноситься.

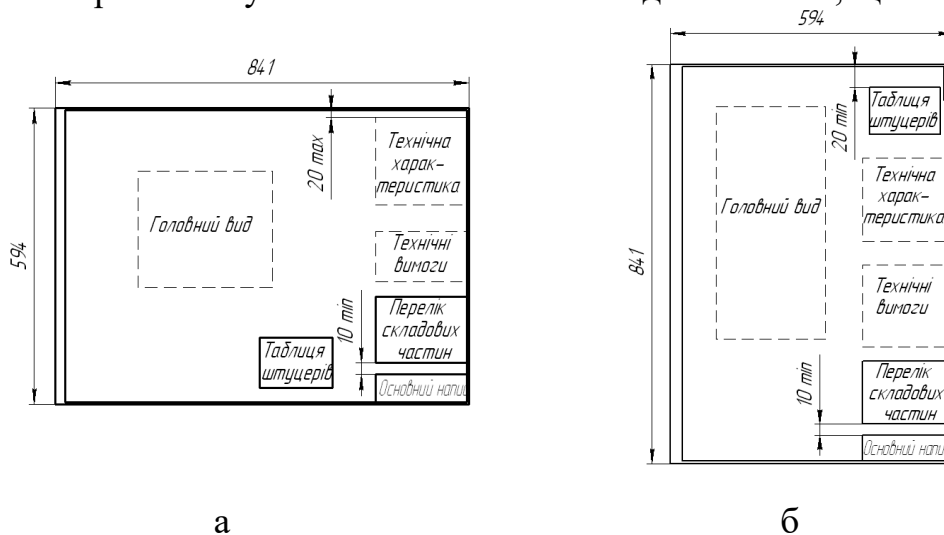


Рис. 1.6. Зразок розташування елементів кресленника загального виду [1]:
а – горизонтальне розміщення кресленника; б – вертикальне розміщення кресленника

У технічній характеристиці вказують:

призначення виробу (апарата); об'єм апарата — повний і робочий; продуктивність; площа поверхні теплообміну; максимальний і робочий тиск; максимальну і робочу температуру середовища; потужність привода; частоту обертання деталей; токсичність і вибухонебезпечність середовища; інші необхідні дані.

У технічних вимогах на кресленнику вказують:

позначення ДСТУ чи ТУ, згідно яким повинен бути виготовлений і випробуваний даний виріб; позначення ДСТУ чи ТУ на основні матеріали, застосовувані у виробі; вимоги до випробувань на міцність і щільність зварних швів і з'єднань; відомості про необхідність теплової ізоляції й інших антикорозійних покриттів.

На апарати, у яких робочий тиск у 0,07 МПа (без обліку гідростатичного тиску), поширюються «Правила устрою і безпечної експлуатації ємностей, що працюють під тиском». У Правилах викладені вимоги, яким повинні задовольняти виготовлені ємності й апарати, а також вимоги по установці ємностей і безпеки їхньої експлуатації.

Випробувальний гідравлічний тиск при випробуванні циліндричних, конічних, кульових і інших зварених судин і апаратів установлюється по табл. 3.

Табл. 1.3. Випробувальний гідравлічний тиск [1]

Розрахунковий тиск, МПа	Випробувальний тиск, МПа
1,0	2,0
0,07...0...0,5	1,5P (але не менш 0,2)
0,5...	1,25P (але не менш P + 0,3)
вакуум	0,15P (але не менш 0,2)

де $P = [\sigma_{20}] / [\sigma_t]$; $[\sigma_{20}]$ — напруження, що допускається, для матеріалу апарату і його елементів при температурі 20 °С; $[\sigma_t]$ — напруження, що допускається, для матеріалу апарату і його елементів при робочій температурі. При робочій температурі в апараті не вище 200 °С це співвідношення може прийматися рівним 1.

Перелік складових частин виробу розташовують на полі кресленника загального виду над основним написом за формою представленою на рис. 1.7:

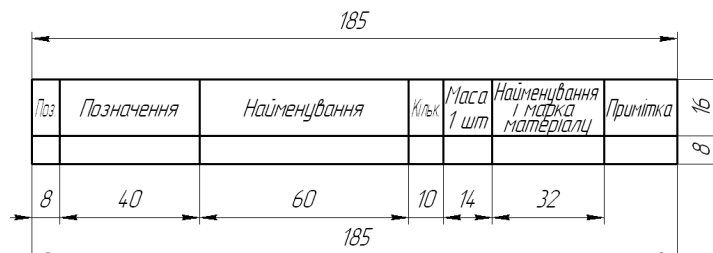


Рис. 1.7. Форма представлення переліку складових частин [1]

Останній рядок переліку складових частин не повинен доходити до основного напису на відстань менш 10 мм. З метою спрощення складання переліку складових частин допускається залишати незаповненими кілька рядків переліку (дві, три) з відповідним пропуском номерів позицій після кожної групи переліку складових частин (складені одиниці, деталі, стандартні вироби).

У кожному рядку переліку не допускаються «двоповерхові» написи. Якщо запис не міститься на одному рядку, його варто розміщати на двох і більш рядках.

Усі дані, внесені в перелік складових частин виробу, варто записувати зверху вниз у порядку, передбаченому ДСТУ ISO 7573:2006: складальні одиниці, деталі, стандартні вироби, у тому числі кріпильні та інші вироби. При великій кількості складових частин виробу допускається (по узгодженню з керівником) виключати з переліку другорядні деталі і невідповідальні стандартні вироби.

При заповненні переліку складових частин виробу розбивку виробу на складені одиниці і деталі варто проводити з урахуванням наміченої технології виготовлення останніх. Так, для кресленника загального виду конденсатора правильним буде наступний перелік: 1. Розподільна камера. 2. Камера, що гріє. 3. Кришка. 4. Фланець. 5. Фланець і т.д.

Такий порядок обумовлений тим, що складені одиниці, позицій 1, 2, 3 збираються, зварюються й обробляються по окремих креслениках, розроблювальним на наступних етапах проектування. За складеними одиницями впливають деталі (позиції 4 і 5), що поставляються на складання виробу по даному кресленику.

Графа «Позначення» у переліку в більшості випадків не заповнюється, тому що вона призначена для позначення вставних одиниць нижчого порядку і деталей, що у курсовому проєкті не виконуються. Виключення складають проєкти, графічна частина яких перевищує два листи формату А1. У цьому випадку виконуються рядки графи «Позначення» переліку складових частин виробу кресленника загального виду всієї установки, для якої виконуються кресленики загального виду.

Графа «Маса 1 шт» у переліку складових частин не заповнюється.

1.7. Процедура захисту курсового проєкту

До захисту надається зшита пояснювальна записка і складені кресленики. Кресленики і пояснювальна записка вкладаються в паперову папку. На зовнішній титульній стороні папки наклеюється титульний аркуш (приклад наведений у Додатку А.6), з внутрішньої сторони – Опис (приклад оформлення опису наведений у Додатку А.7). Усі поля, що потребують підпису студента, а також дати, повинні бути заповнені до проведення захисту.

Захист курсового проєкту є особливою формою перевірки знань і навичок студента і проводиться з метою придбання досвіду захисту результатів самостійно виконаного проєкту.

На захисті студенту необхідно відповісти на поставлені питання, перелік деяких з них наводяться нижче:

1. Надайте техніко-економічне обґрунтування вибору конструкції і типу апарата. Чим відрізняється він від відомих?

2. За допомогою якого методу зроблений розрахунок основних габаритних розмірів спроектованого Вами апарату (конструкторський розрахунок) і його робочих параметрів? Як обирали інші розміри?

3. Назвіть основні рівняння і розрахункові формули, що Ви застосували для чисельного аналізу.

4. Запишіть рівняння матеріальних (теплових) балансів.

5. Поясніть принцип дії апарату і його окремих вузлів, особливості й основні закономірності процесу, що протікає в апараті.

6. Назвіть основні параметри процесу (температурний режим, величину швидкості потоку, гідравлічний опір, дайте обґрунтування вибору прямотоку, величину краплепереносу, рівень рідини в апараті й ін.).

7. Як змінюються основні параметри теплоносія та розчину в процесі випарювання?

8. Запишіть основні кінетичні рівняння процесу.

9. Потрібно, чи ні, виконувати теплоізоляцію апарату і як визначити товщину шару теплоізоляції?

10. Які конструкційні особливості спроектованого апарату: його головні характеристики і робочі параметри (розміри, кут нахилу, число обертів та ін.), обґрунтуйте вибір конструкційних матеріалів, з яких виготовлено апарат чи його окремі вузли.

11. Перелічіть найбільш відповідальні вузли і деталі апарату (по кресленикам), назвіть їхнє призначення.

12. Розкрийте методи вибору і характеристики роботи допоміжного устаткування (циклони, рукавні фільтри, мокрі пиловловлювачі, конденсатори й ін.).

Курсовий проєкт оцінюється за декількома показниками:

- за якістю виконання «Пояснювальної записки»;
- за якістю виконання графічної частини;
- за відповідями на питання й активності при захисті.

2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

2.1. Загальна схема технологічного розрахунку теплообмінників

Розрахунок теплообмінного апарату включає визначення необхідної поверхні передачі тепла, вибір типу апарату та нормалізованого варіанта конструкції, який задовольняє встановлені технологічні умови. Наведені методика і формули визначаються в [1-3]. Необхідна поверхня теплообміну визначається з основного рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (2.1)$$

де Q – теплове навантаження; K – коефіцієнт теплопередачі; Δt_{cp} – середня різниця температур.

Теплове навантаження Q відповідно до визначених технологічних умов визначається з рівняння теплового балансу для одного з теплоносіїв:

- якщо агрегатний стан теплоносія не змінюється:

$$Q = G_i c_i (t_{in} - t_{ik}); \quad (2.2)$$

- при конденсації насичених парів без охолодження конденсату або при кипінні:

$$Q = G_i r_i; \quad (2.3)$$

- при конденсації перегрітих парів з охолодженням конденсату:

$$Q = G_i (I_{in} - c_i t_{ik}); \quad (2.4)$$

де $i=1,2$ – індекс, що позначає відповідний теплоносій; G – витрата теплоносія; t_n – початкова температура теплоносія; t_k – кінцева температура теплоносія; c – питома теплоємність; ентальпія перегрітої пари.

Рівняння (2.2) – (2.4) не враховують теплові втрати.

Один технологічний параметр, не вказаний у початковому завданні (витрата одного з теплоносіїв або однієї з температур) можна знайти за допомогою рівняння теплового балансу для всього апарату в цілому, прирівнявши праві частини рівнянь (2.2)-(2.4) для гарячого та холодного теплоносія.

Якщо агрегатний стан теплоносія не змінюється, його середню температуру можна визначити як середньоарифметичне між початковою та кінцевою температурою

$$t_i = \frac{t_{in} + t_{ik}}{2}. \quad (2.5)$$

Більш точне значення середньої температури одного з теплоносіїв може бути отримано за допомогою середньої різниці температур:

$$t_2 = t_1 \pm \Delta t_{cp}, \quad (2.6)$$

де t_2 – середньоарифметична температура теплоносія з меншою різницею температури вздовж поверхні теплообміну.

При зміні агрегатного стану теплоносія його температура є постійною вздовж всієї поверхні теплопередачі і дорівнює температурі кипіння (або конденсації) залежно від тиску та складу теплоносія.

В апаратах з прямо- або протитоковим рухом теплоносіїв середня різниця температури потоків визначається як середньологарифмічна між більшою та меншою різницями температур теплоносія на кінцях апарату:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp \text{ лог}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{m})}. \quad (2.7)$$

де Δt_{δ} – більша різниця температур; Δt_{m} – менша різниця температур.

Якщо ці різниці температур однакові або відрізняються не більше ніж двічі, то середня різниця температур може бути приблизно визначена як середньоарифметична між ними:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp \text{ ар}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{m}}{2}. \quad (2.8)$$

У пристроях з протитоковим рухом теплоносіїв Δt_{cp} більше, ніж у випадку прямого руху. Ця різниця практично зникає за умови дуже низької зміни температури одного з теплоносіїв. При складному взаємному русі теплоносіїв, наприклад при змішаному або перехресному потоці, Δt_{cp} приймає проміжне значення між значеннями прямо- та протитоку. Його можна розрахувати шляхом введення поправки $\varepsilon_{\Delta t} \leq 1$ до середньологарифмічної різниці температур:

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{cp \text{ лог}}. \quad (2.9)$$

Ця поправка для найпоширеніших схем взаємного напрямку руху теплоносіїв може бути обчислена теоретично [1]. Зокрема, для паралельно-змішаного руху теплоносіїв зодним ходом по міжтрубному простору та двома ходами по трубах (наприклад, у двохходовому пластинчастому теплообміннику):

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\eta / \delta}{\ln \left\{ \frac{[2 - P(1 + R - \eta)]}{[2 - P(1 + R + \eta)]} \right\}}, \quad (2.10)$$

де

$$\eta = \sqrt{R^2 + 1};$$

$$\delta = \left. \frac{R - 1}{\ln([1 - P] / [1 - RP])} \right|_{R \neq 1} = \left. \frac{1 - P}{P} \right|_{R \rightarrow 1};$$

$$P = \frac{t_{2k} - t_{2h}}{t_{1h} - t_{2h}}; R = \frac{t_{1h} - t_{1k}}{t_{2k} - t_{2h}}.$$

Рівняння (2.7) наближено може бути використане для будь-якої парної кількості ходів теплоносія в трубах (тобто для багатходових теплообмінників).

Оскільки за змішаного режиму руху вздовж частини поверхні теплоносії рухаються прямою, максимальне значення параметра P (теплова ефективність) менше, ніж при прототоці (коли $P_{\max \text{ прот}}=1$, так як $t_{2к}=t_{1н}$), але більше, ніж при прямою (коли $\max t_{2к}=t_{1к}<t_{1н}$). Це значення при якому $\varepsilon_{\Delta t} \rightarrow 0$, у відповідності до рівняння (2.7) дорівнює:

$$P_{\max \text{ прям}} < P_{\max} = \frac{2}{(1+R+\eta)} < P_{\max \text{ прот}} = 1. \quad (2.11)$$

Очевидно, що ефективність $P \geq P_{\max}$ за такої схеми руху теплоносіїв фізично реалізувати неможливо.

У разі послідовного з'єднання m теплообмінників, що мають один хід по міжтрубному просторі та будь-яке парне число ходів по трубах, поправку можна також обчислити за рівнянням (2.7), підставивши в нього замість P функцію

$$f(P) = \frac{1-(X)^{1/m}}{R-(X)^{1/m}} \Big|_{R \neq 1} = \frac{P}{m-P(m-1)} \Big|_{R=1}, \quad (2.12)$$

де

$$X = (PR-1)/(P-1).$$

За такою схемою руху теплоносіїв граничне значення теплової ефективності трохи вище, ніж в одному багатходовому теплообміннику:

$$P_{\max} = \frac{Z^m - 1}{Z^m - R} \Big|_{R \neq 1} = \frac{2m}{2m + \sqrt{2}} \Big|_{R=1}, \quad (2.13)$$

де

$$Z = (\eta - R + 1) / (\eta + R - 1).$$

Результати розрахунку за такою схемою можна використовувати для пластинчастих теплообмінників із різним парним співвідношенням ходів, які здійснюють теплоносії залежно від компоновання пластин.

За непарного співвідношення ходів можна використовувати графіки [4, 5], наведені на рис. 2.1. Графіки залежностей, отриманих безпосередньо для пластинчастих теплообмінників, наведено в літературі [1, т. 2].

Для визначення поверхні теплопередачі та вибору варіанта конструкції теплообмінного апарата необхідно визначити коефіцієнт теплопередачі. Його можна розрахувати за допомогою рівняння адитивності термічних опорів на шляху теплового потоку:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2},$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі з боку теплоносіїв; λ_{cm} – теплопровідність матеріалу стінки; δ_{cm} – товщина стінки; r_{31}, r_{32} – термічні опори шарів забруднень з обох боків стінки.

Це рівняння використовується для передачі тепла через плоску або циліндричну стінку за умови, що $R_3/R_6 < 2$ (де R_3 і R_6 - зовнішній і внутрішній радіуси циліндра).

Однак на цій стадії розрахунку точне визначення коефіцієнта теплопередачі неможливе, тому що залежать від параметрів конструкції теплообмінного апарата, що розраховується. Тому спочатку на підставі орієнтовної оцінки коефіцієнта теплопередачі доводиться наближено визначити поверхню і вибрати конкретний варіант конструкції, а потім проводити уточнений розрахунок коефіцієнта теплопередачі і необхідної поверхні.

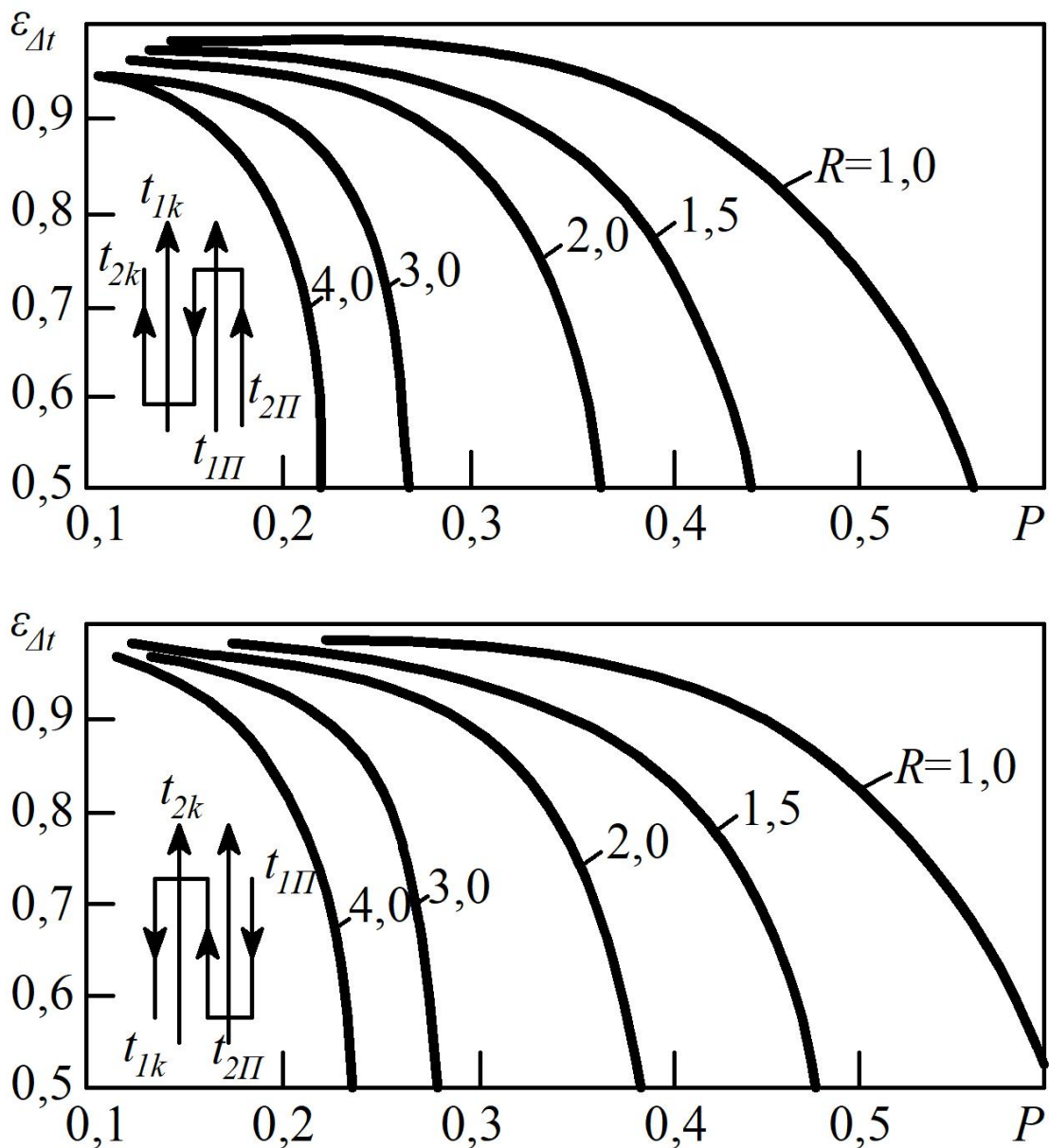


Рис. 2.1. Визначення поправки за непарного співвідношення числа ходів теплоносіїв [1]

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі, а також значення теплової провідності забруднених стінок наведені в табл. 2.1 і табл. 2.2.

Табл. 2.1. Орієнтовні значення коефіцієнту теплопередачі K [1]

Вид теплообміну	K , Вт/(м ² ·К)	
	Для вимушеного руху	Для вільного руху
Від газу до газу	10-40	4-12
Від газу до рідини	10-60	6-20
Від пари, що конденсується до газу	10-60	6-12
Від рідини до рідини:		
- для води	800-1700	140-430
- для вуглеводнів і мастил	120-270	30-60
Від водяної пари, що конденсується:		
- до води	800-3500	300-1200
- до рідини, що кипить	-	300-2500
- до органічних речовин	120-340	60-170
Від парів органічних рідин, що конденсуються, до води	300-800	230-460

Зіставлення її з поверхнею обраного нормалізованого теплообмінника дає відповідь на питання про придатність обраного варіанта для заданого технологічного процесу. У разі значного відхилення розрахункової поверхні від обраної слід перейти до іншого варіанта конструкції і знову виконати уточнений розрахунок. Кількість повторних розрахунків залежить головним чином від ступеня відхилення орієнтовної оцінки коефіцієнта теплопередачі від його уточненого значення. Багаторазове повторення однотипних розрахунків передбачає використання САПР.

Табл. 2.2. Теплова провідність забруднень стінок [1]

Теплоносій	$1/r_3$, Вт/(м ² ·К)	Теплоносій	$1/r_3$, Вт/(м ² ·К)
Вода:		Нафтопродукти, мастила, пари холодоагентів	2900
- забруднена	1400-1800	Нафтопродукти сирі	1160
- середньої якості	1860-2900	Органічні рідини, розсоли, рідкі холодоагенти	5800
- гарної якості	2900-5800		
- дистильована	11600	Водяна пара, що містить мастило	5800
Повітря	2800		
		Пари органічних речовин	11600

Слід, однак, мати на увазі, що трудомісткість повторних розрахунків різко знижується в міру виявлення характеру залежності коефіцієнтів тепловіддачі від параметрів конструкції апарата.

Методики розрахунку теплообмінників наведена на рис. 2.2.

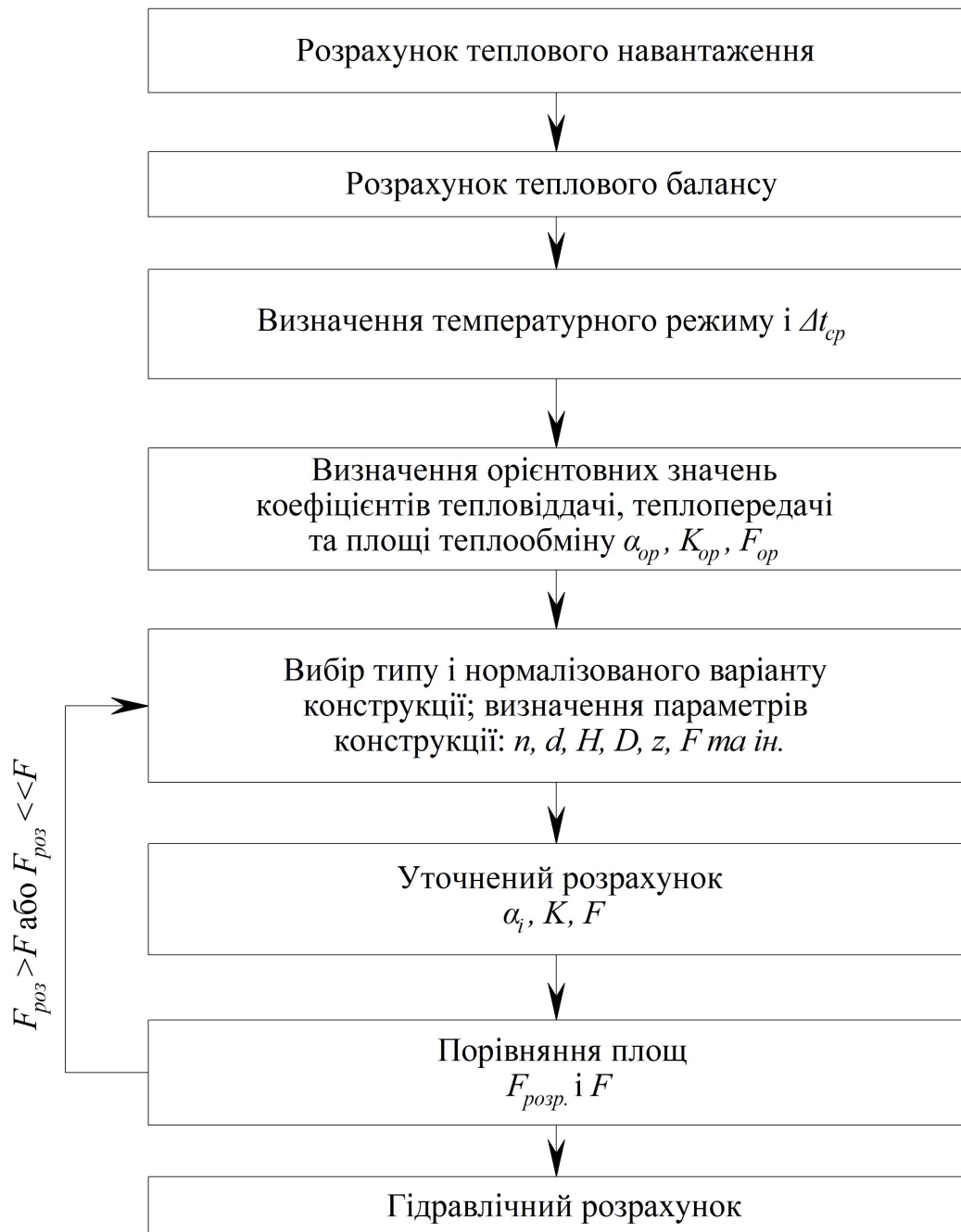


Рис. 2.2. Схема розрахунку теплообмінних апаратів

2.2. Рівняння для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі

Вибір рівнянь для уточненого розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі залежить від характеру теплообміну (без зміни агрегатного стану, при кипінні або конденсації), від виду обраної поверхні теплообміну (плоскої, гофрованої, трубчастої, ребристої), від типу конструкції (кожухотрубні, теплообмінники типу «труба в трубі» (двотрубні), змієвикові та ін.), від режиму руху теплоносія. У загальному вигляді критеріальна залежність для визначення коефіцієнтів тепловіддачі має вигляд:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots)$$

де Γ_1, Γ_2 – симплекси геометричної подібності.

До багатьох розрахункових формул для визначення коефіцієнта тепловіддачі в явному або неявному вигляді входить температура стінки. Її можна визначити зі співвідношення

$$\Delta t_{cm i} = t_i \pm \frac{K \Delta t_{cp}}{\alpha_i}. \quad (2.14)$$

Оскільки на першій стадії уточненого розрахунку α і K невідомі, треба задатись їхніми орієнтовними значеннями, а наприкінці розрахунку перевірити правильність попередньої оцінки $t_{cm i}$.

Нижче наведено рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі у випадках теплообміну, які трапляються найчастіше.

1. Під час руху теплоносія в прямих трубах круглого перерізу або в каналах некруглого перерізу без зміни агрегатного стану коефіцієнт тепловіддачі визначають за такими рівняннями:

а. При розвиненому турбулентному русі ($Re \geq 10^4$):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (2.15)$$

де Pr_{cm} – критерій Прандтля, розрахований за температури стінки. Визначальним розміром у критеріях Re і Nu є еквівалентний діаметр труби, визначальною температурою, за якої розраховують фізичні властивості середовища, – середня температура теплоносія. Межі застосування рівняння (2.15):

$$10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6; \quad 0,6 \leq Pr \leq 100; \quad L/d \geq 50.$$

Для вигнутих труб (змійовиків) значення α , отримане з рівняння (2.15), множать на поправку

$$\alpha_{зм} = \alpha \left(1 + 3,54 \frac{d}{D} \right),$$

де d – внутрішній діаметр труби змійовика; D – діаметр витка змійовика.

б. При $2300 < Re < 10^4$ і $Gr \cdot Pr < 10^5$ наближене значення коефіцієнта тепловіддачі можна визначити за графіком, наведеним у [6] або за рівнянням:

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}.$$

в. При ламінарному режимі ($Re < 2300$) можливі два випадки:

1) за значень $Gr \cdot Pr < 5 \cdot 10^5$, коли вплив вільної конвекції можна не враховувати, коефіцієнт тепловіддачі для теплоносія, що рухається в трубах круглого перерізу, визначають за допомогою рівнянь [1]:

- якщо $Re \cdot Pr (d/L) > 12$:

$$Nu = 1,61 \left[Re \cdot Pr \left(\frac{d}{L} \right) \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}; \quad (2.16)$$

- якщо $Re \cdot Pr (d/L) \leq 12$:

$$Nu = 3,66 \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14} \quad (2.17)$$

де μ_{cm} – в'язкість теплоносія при температурі стінки;

2) за значень $Gr \cdot Pr > 5 \cdot 10^5$ настає так званий в'язкісно-гравітаційний режим, за якого впливом вільної конвекції знехтувати не можна. У цьому режимі на тепловіддачу істотно впливає взаємний напрямок вимушеного руху і вільної конвекції; низку формул наведено в роботах [1; 5, 6]. Коефіцієнт тепловіддачі за в'язкісно-гравітаційного режиму течії приблизно можна визначити за рівнянням [7].

$$Nu = 0,015(Re \cdot Pr)^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (2.18)$$

У рівняннях (2.16) - (2.18) визначальний розмір - еквівалентний діаметр, визначальна температура - середня температура теплоносія.

2. Під час руху теплоносія в міжтрубному просторі двотрубного теплообмінника коефіцієнт тепловіддачі можна розрахувати за формулами (2.15), (2.18), підставляючи як визначальний розмір еквівалентний діаметр кільцевого перерізу між трубками $d_{екв} = D_в - d_з$, де $D_в$ – внутрішній діаметр зовнішньої труби; $d_з$ – зовнішній діаметр внутрішньої труби).

3. Під час руху теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінників із сегментними перегородками коефіцієнт тепловіддачі розраховують за такими рівняннями [6]:

$$Re \geq 1000, Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} ; \quad (2.19)$$

$$Re < 1000, Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (2.20)$$

У рівняннях (2.19), (2.20) за визначальний геометричний розмір приймають зовнішній діаметр теплообмінних труб. Швидкість потоку визначають для площі перерізу потоку між перегородками (табл. 2.3, 2.4, 2.5).

4. Під час обтікання шахового пучка оребрених труб коефіцієнт тепловіддачі розраховують за рівнянням [6]

$$Nu = 0,25 \left(\frac{d_з}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t} \right)^{-0,14} Re^{0,65} Pr^{0,4}, \quad (2.21)$$

де $d_з$ – зовнішній діаметр несучої труби; t – крок між ребрами; $h=0,5(D - d_з)$ – висота ребра; D – діаметр ребра.

Табл. 2.3. Параметри кожухотрубних теплообмінників [1]

Діаметр кожуха, мм	Діаметр труб, мм	Кількість ходів	Загальна кількість труб, шт.	Поверхня теплообміну (в м ²)* при довжині труб, м							Площа самого вузького перерізу потоку в міжтрубному просторі, м ²	Площа перерізу одного ходу по трубам, м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0		
159	20X2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–	–	0,003	0,004
	25X2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,004	0,005
273	20 x 2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	–	0,007	0,012
	25 x 2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	–	–	–	0,009	0,013
325	20 x 2	1	100	–	9,5	12,5	19,0	25	–	–	0,011	0,020
		2	90	–	8,5	11,0	17,0	22,5	–	–	0,011	0,009
	25 x 2	1	62	–	7,5	10,0	14,5	19,5	–	–	0,013	0,021
		2	56	–	6,5	9,0	13,0	17,5	–	–	0,013	0,010
400	20 x 2	1	181	–	–	23,0	34,0	46,0	68,0	–	0,017	0,036
		2	166	–	–	21,0	31,0	42,0	63,0	–	0,017	0,017
	25 x 2	1	111	–	–	17,0	26,0	35,0	52,0	–	0,020	0,038
		2	100	–	–	16,0	24,0	31,0	47,0	–	0,020	0,017
600	20 x 2	1	389	–	–	49	73	98	147	–	0,041	0,078
		2	370	–	–	47	70	93	139	–	0,041	0,037
		4	334	–	–	42	63	84	126	–	0,041	0,016
		6	316	–	–	40	60	79	119	–	0,037	0,009
	25 x 2	1	257	–	–	40	61	81	121	–	0,040	0,089
		2	240	–	–	38	57	75	113	–	0,040	0,042
		4	206	–	–	32	49	65	97	–	0,040	0,018
		6	196	–	–	31	46	61	91	–	0,037	0,011
800	20 x 2	1	717	–	–	90	135	180	270	405	0,069	0,144
		2	690	–	–	87	130	173	260	390	0,069	0,069
		4	638	–	–	80	120	160	240	361	0,069	0,030
		6	618	–	–	78	116	155	233	349	0,065	0,020
	25 x 2	1	465	–	–	73	109	146	219	329	0,070	0,161
		2	442	–	–	69	104	139	208	312	0,070	0,077
		4	404	–	–	63	95	127	190	285	0,070	0,030
		6	385	–	–	60	90	121	181	271	0,065	0,022
1000	20 x 2	1	1173	–	–	–	221	295	442	663	0,101	0,236
		2	1138	–	–	–	214	286	429	643	0,101	0,114
		4	1072	–	–	–	202	269	404	606	0,101	0,051
		6	1044	–	–	–	197	262	393	590	0,096	0,034
	25 x 2	1	747	–	–	–	176	235	352	528	0,106	0,259
		2	718	–	–	–	169	226	338	507	0,106	0,124
		4	666	–	–	–	157	209	314	471	0,106	0,055
		6	642	–	–	–	151	202	302	454	0,102	0,036
1200	20 x 2	1	1701	–	–	–	–	427	641	961	0,145	0,342
		2	1658	–	–	–	–	417	625	937	0,145	0,165
		4	1580	–	–	–	–	397	595	893	0,145	0,079
		6	1544	–	–	–	–	388	582	873	0,131	0,049
	25 x 2	1	1083	–	–	–	–	340	510	765	0,164	0,375
		2	1048	–	–	–	–	329	494	740	0,164	0,179
		4	986	–	–	–	–	310	464	697	0,164	0,084
		6	958	–	–	–	–	301	451	677	0,142	0,052

*Розрахована по зовнішньому діаметру труб.

Визначальний геометричний розмір – крок ребра t . Рівняння (2.21) можна застосувати в разі $Re=3000 - 25\ 000$ і $d_s/t=3 - 4,8$. Отриманий із рівняння (2.21) коефіцієнт тепловіддачі під час обтікання пучка оребрених труб α_p підставляють у формулу для розрахунку коефіцієнта теплопередачі, віднесеного до повної зовнішньої поверхні:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_{mp}} \cdot \frac{F_3}{F_6} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.22)$$

де α_{mp} – коефіцієнт тепловіддачі для теплоносія всередині труби; F_3 – повна зовнішня поверхня оребреної труби, включно з поверхнею ребер; F_6 – внутрішня поверхня опорної труби; $\Sigma\delta/\lambda = \delta_{cm}/\lambda_{cm} + r_{31} + r_{32}$ – сума термічних опорів стінки труби і шарів забруднень.

Табл. 2.4. Параметри кожухотрубних холодильників і конденсаторів із плаваючою голівкою [1]

Діаметр кожуха, мм	Діаметр труб*, мм	Кількість ходів**	Площа перерізу одного ходу по трубам, м ²		Поверхня теплообміну (в м ²) при довжині труб, м				Площа самого вузького перерізу потоку в міжтрубному просторі***, м ²		
					3,0	6,0***		9,0***			
325	20X2	2	0,007		13	26			0,012		
	25X2	2	0,007	–	10	20	–	–	0,012	–	
400	20X2	2	0,012	–	23	46	–	–	0,020	–	
	25X2	2	0,014	–	19	38	–	–	0,019	–	
500	20X2	2	0,020	–	38	76	–	–	0,031	–	
	25X2	2	0,023	–	31	62	–	–	0,030	–	
600	20X2	2	0,030	0,034	–	117	131	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	–	107	117	160	175	0,048	0,042
		6	–	0,008	–	–	113	–	–	0,048	0,042
	25X2	2	0,034	0,037	–	96	105	144	157	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	–	86	94	129	141	0,043	0,040
		6	–	0,007	–	–	87	–	–	0,043	0,040
800	20X2	2	0,026	0,063	–	212	243	318	364	0,043	0,071
		4	0,025	0,025	–	197	225	295	337	0,078	0,071
		6	–	0,016	–	–	216	–	–	0,078	0,071
	25X2	2	0,060	0,069	–	170	181	255	286	0,074	0,068
		4	0,023	0,024	–	157	173	235	259	0,074	0,068
		6	–	0,018	–	–	164	–	–	0,074	0,068
1000	20X2	2	0,092	0,106	–	346	402	519	603	0,115	0,105
		4	0,043	0,049	–	330	378	495	567	0,115	0,105
		6	–	0,032	–	–	368	–	–	0,115	0,105
	25X2	2	0,103	0,119	–	284	325	426	488	0,117	0,112
		4	0,041	0,051	–	267	301	400	451	0,117	0,112
		6	–	0,034	–	–	290	–	–	0,117	0,112
1200	20X2	2	0,135	0,160	–	514	604	771	906	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	–	494	576	741	864	0,138	0,147
		6	–	0,046	–	–	563	–	–	0,138	0,147
	25X2	2	0,155	0,179	–	423	489	635	733	0,126	0,113
		4	0,072	0,086	–	403	460	604	690	0,126	0,113
		6	–	0,054	–	–	447	–	–	0,126	0,113
1400	20X2	2	0,188	0,220	–	715	831	1072	1246	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	–	693	798	1040	1197	0,179	0,198
		6	–	0,059	–	–	782	–	–	0,179	0,198
	25X2	2	0,214	0,247	–	584	675	876	1012	0,174	0,153
		4	0,099	0,110	–	561	642	841	963	0,174	0,153
		6	–	0,074	–	–	626	–	–	0,174	0,153

*Труби діаметром 25X2 повинні бути виготовлені із високолегованих сталей; допускається використання труб із вуглецевої сталі, але діаметром 25X2,5

**Шість ходів по трубам може бути лише в конденсаторів

***Дані в правих стовпчиках відносяться до розміщення труб в трубних решітках по вершинам рівносторонніх трикутників, решта – по вершинах квадратів

5. Під час руху теплоносія в каналах, утворених гофрованими пластинами в пластинчастих теплообмінниках, коефіцієнт тепловіддачі розраховують за рівнянням [8]

$$Nu = a Re^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (2.23)$$

Коефіцієнт a визначають із таких даних:

Тип (площа) пластини, м ²	0,2	0,3	0,6	1,3
Турбулентний режим	0,065	0,1	0,135	0,135
Ламінарний режим	0,46	0,6	0,6	0,6

Показники ступеня b і c обирають залежно від режиму течії та типу пластин: за турбулентної течії (у межах $Re=50 - 30\,000$, $Pr=0,7 - 80$) $b=0,73$, $c=0,33$; за ламінарної течії (у межах $Re \leq 50$, $Pr \geq 80$) $b=0,33$, $c=0,33$.

Табл. 2.5. Параметри кожухотрубних теплообмінників з U-подібними трубами [1]

Діаметр кожуха, мм	Площа перерізу одного ходу по трубам, м ²		Поверхня теплообміну (в м ²)* при довжині труб, м				Площа самого вузького перерізу потоку в міжтрубному просторі***, м ²		
			3,0	6,0***		9,0***			
325	0,007	–	14	27	–	–	–	0,011	–
400	0,013	–	26	51	–	–	–	0,002	–
500	0,022	–	43	85	–	–	–	0,032	–
600	0,031	0,039	–	120	150	178	223	0,047	0,037
800	0,057	0,067	–	224	258	331	383	0,085	0,073
1000	0,097	0,112	–	383	437	565	647	0,120	0,108
1200	0,142	0,165	–	564	651	831	961	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	–	790	930	1160	1369	0,161	0,187

*розрахована по зовнішньому діаметру труб

** Дані в правих стовпчиках відносяться до розміщення труб в трубних решітках по вершинам рівносторонніх трикутників, решта – по вершинах квадратів

6. Для рідини, що перемішується в апараті з мішалкою, коефіцієнт тепловіддачі розраховують за рівнянням [6, 9]

$$Nu = a Re^m Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}, \quad (2.24)$$

де $Nu = \alpha D / \lambda$; $Re = n d_m \rho / \mu$; $a = 0,36$; $m = 0,67$ – в разі передачі тепла через сорочку; $a = 0,36$; $m = 0,67$ – у разі передачі тепла за допомогою змішувача; D – внутрішній діаметр апарата; n – частота обертання мішалки; d_m – діаметр кола, описуваного мішалкою.

7. У разі плівкової конденсації насиченої пари і ламінарного стікання плівки конденсату під дією сили тяжіння коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою

$$\alpha = a^4 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t l}}, \quad (2.25)$$

де для вертикальної поверхні $a = 1,15$, $l = H$ (H – висота поверхні, м); для одиночної горизонтальної труби $a = 0,72$, $l = d_3$ (d_3 – зовнішній діаметр труби, м).

У цій формулі $\Delta t = t_{конд} - t_{см}$. Питому теплоту конденсації r визначають за температури конденсації $t_{конд}$; фізичні характеристики конденсату

розраховують за середньої температури плівки конденсату $t_{пл} = 0,5(t_{конд} + t_{см})$. У багатьох випадках, коли Δt не перевищує 30–40 град, фізичні характеристики можуть бути визначені при температурі конденсації $t_{конд}$, що не призведе до значної помилки у визначенні α .

Під час конденсації пари на зовнішній поверхні пучка з n горизонтальних труб середній коефіцієнт тепловіддачі дещо нижчий, ніж у разі одиночної труби, внаслідок потовщення плівки конденсату на трубах, розташованих нижче: $\alpha_{ср} = \varepsilon\alpha$.

Наближено можна прийняти $\varepsilon = 0,7$ при $n \leq 100$ і $\varepsilon = 0,6$ при $n > 100$.

При підстановці у формулу (2.25) $\Delta t = q/\alpha$ отримаємо:

$$\alpha = a\lambda^3 \sqrt[3]{\frac{\rho^2 r g}{\mu l q}}, \quad (2.26)$$

де для вертикальної поверхні $a = 1,21$, $l = H$ (в м); для одиночних горизонтальних труб $a = 0,645$, $l = d_3$ (в м).

Знаючи витрату пари G_1 (кг/с) і використовуючи рівняння тепловіддачі

$$H\Delta t = \frac{G_1 r}{\alpha \pi d_3 n} \quad \text{або} \quad d_3 \Delta t = \frac{G_1 r}{\alpha \pi L n},$$

можна підстановкою у формулу (2.25) отримати такі зручні для розрахунків формули:

для вертикальних труб

$$\alpha = 3,78\lambda^3 \sqrt[3]{\frac{\rho^2 d_3 n}{\mu G_1}}; \quad (2.27)$$

для горизонтальних труб довжиною L (в м)

$$\alpha = 2,02\varepsilon\lambda^3 \sqrt[3]{\frac{\rho^2 L n}{\mu G_1}}; \quad (2.28)$$

Коефіцієнт тепловіддачі для конденсації пари на гофрованій поверхні пластин при $\Delta t = t_{конд} - t_{см} < 10$ град розраховують за формулою (2.25), у яку як висоту поверхні підставляють приведену довжину каналу L (див. табл. 2.12). У випадку $\Delta t \geq 10$ град використовують іншу формулу [8]:

$$Nu = a Re^{0,7} Pr^{0,4}, \quad (2.29)$$

де $Re = Lq/(\mu r) = G_1 L/(\mu F)$ (F – повна поверхня теплообміну, м²). У разі $\Delta t < 30$ –40 град фізичні властивості конденсату можна визначати за температури конденсації.

Коефіцієнт a залежить від типу (площі) пластини:

Площа пластини, м ²	0,2	0,3	0,6	1,3
Коефіцієнт a	800	322	240	201

Детальніші відомості щодо тепловіддачі під час конденсації парів, зокрема для турбулентної течії плівки конденсату, можна знайти в літературі [5].

8. За бульбашкового кипіння коефіцієнт тепловіддачі розраховують за такими рівняннями:

а) при кипінні на поверхнях, занурених у великий об'єм рідини [10]

$$\alpha = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho}{\rho_n} - 1 \right)^{-2/3} \right] \left(\frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{\text{кип}}} \right)^{1/3} q^{2/3}; \quad (2.30)$$

б) при кипінні в трубах [11]

$$\alpha = \frac{780 \lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_n^{0,06} q^{0,6}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{n0}^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}}. \quad (2.31)$$

Критичне питоме теплове навантаження, за якого бульбашкове кипіння переходить у плівкове, а коефіцієнт тепловіддачі набуває максимального значення, можна оцінити за формулою, застосовується для кипіння у великому об'ємі:

$$q_{\text{кр}} = 0,14 r \sqrt{\rho_n} \sqrt[4]{g \sigma \rho}. \quad (2.32)$$

У формулах (2.2730) – (2.31) усі фізичні характеристики рідини слід визначати за температури кипіння, що відповідає робочому тиску ($T_{\text{кип}}$, К). Густина пари за атмосферного тиску ρ_0 і робочого тиску p визначають за співвідношеннями

$$\rho_{n0} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{273}{T_{\text{кип}0}}; \quad \rho_n = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{273}{T_{\text{кип}0}} \cdot \frac{\rho}{\rho_0},$$

де M – молекулярна маса пари; $T_{\text{кип}0}$ – температура кипіння при атмосферному тиску (у К).

2.3. Основні конструкції і параметри теплообмінних апаратів

2.3.1. Кожухотрубні теплообмінні апарати

Кожухотрубні теплообмінні апарати можуть використовуватися як теплообмінники, холодильники, конденсатори і випарники.

Теплообмінники призначені для нагріву та охолодження, а холодильники – для охолодження (водою або іншим нетоксичним, не пожежонебезпечним і невибухонебезпечним холодоагентом) рідких і газоподібних середовищ. Кожухотрубні теплообмінники і холодильники можуть бути двох типів: Н – з нерухомими трубними решітками і К – з лінзовим компенсатором неоднакових температурних подовжень кожуха і труб. Найбільша допустима різниця температур кожуха і труб для апаратів

типу Н може становити 20–60 град, залежно від матеріалу кожуха і труб, тиску в кожусі і діаметра апарата.

Теплообмінники і холодильники можуть встановлюватися горизонтально або вертикально, бути одно-, дво-, чотири- і шестиходовими за трубним простором. Труби, кожух та інші елементи конструкції можуть бути виготовлені з вуглецевої або нержавіючої сталі, а труби холодильників - також і з латуні. Розподільні камери і кришки холодильників виконують із вуглецевої сталі.

Поверхня теплопередачі нормалізованих теплообмінників і холодильників, параметри конструкцій, необхідні для уточненого визначення необхідної поверхні та гідравлічного опору, а також маси апаратів, наведені в табл. 2.3, 2.6–2.8.

Табл. 2.6. Діаметри умовного проходу штуцерів кожухотрубних теплообмінників [1]

D кожуха, мм	Діаметр умовного проходу штуцерів для трубного простору при числі ходів по трубах, мм				Діаметр умовного проходу штуцерів для міжтрубного простору, мм
	1	2	4	6	
159	80	—	—	—	80
273	100	—	—	—	100
325	150	100	—	—	100
400	150	150	—	—	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	—	350	250	200	—

Кожухотрубні конденсатори призначені для конденсації парів у міжтрубному просторі, а також для підігріву рідин і газів за рахунок теплоти конденсації пари. Вони можуть бути з нерухомою трубною решіткою або з температурним компенсатором на кожусі, вертикальні або горизонтальні. Конденсатори можуть бути дво-, чотири- і шестиходовими за трубним простором [11]. Від холодильників вони відрізняються більшим діаметром штуцера для підведення пари в міжтрубний простір.

Для відведення конденсату і запобігання проскоку пари в лінію відведення конденсату теплообмінні апарати, що обігриваються насиченою водяною парою, повинні забезпечуватися конденсатовідвідниками [11]. Розрахунок поплавкового конденсатовідвідника полягає у визначенні діаметра умовного проходу D_y за максимальним коефіцієнтом пропускної здатності k :

D_y , мм	20	25	32	40	50	80
k , т/год	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10,0

Необхідне значення коефіцієнта пропускної здатності визначають залежно від витрати водяного конденсату G (т/год) і перепаду тиску Δp (МПа) між тиском пари і тиском у лінії відведення конденсату: $k=0,575G/(\Delta p)^{0,5}$.

Табл. 2.7. Число сегментних перегородок [1]

Діаметр кожуха, мм	Число сегментних перегородок при довжині труб, м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	–	–	–
273	4	8	12	18	–	–	–
325	–	6	8	14 (16)	18	(36; 38)	–
400	–	–	6	10	14	22 (24; 26)	–
600	–	–	4	8	10	18 (16)	(24)
800	–	–	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	–	–	–	4	6	10	16 (18)
1200	–	–	–	–	6	8	14 (12)

Числа в скобках відносяться до теплообмінників із плаваючою головкою і з U-подібними трубами

У кожухотрубних випарниках у трубному просторі кипить рідина, а в міжтрубному просторі може бути рідкий, газоподібний, пароподібний, парогазовий або пародідинний теплоносій. Ці теплообмінники можуть бути тільки вертикальними одноходовими, з трубками діаметром 25X2 мм. Вони можуть бути з нерухомою трубною решіткою або з температурним компенсатором на кожусі. Основні параметри кожухотрубних конденсаторів і випарників наведено в табл. 2.9.

Застосування кожухотрубних теплообмінників із температурним компенсатором на кожусі (лінзовий компенсатор) обмежене гранично допустимим тиском у кожусі, що дорівнює 1,6 МПа. За більшого тиску в кожусі (1,6-8,0 МПа) слід застосовувати теплообмінники з плаваючою головкою або з U-подібними трубами.

Кожухотрубний теплообмінник із плаваючою головкою, призначеною для охолодження (нагрівання) рідких або газоподібних середовищ без зміни їхнього агрегатного стану. Не закріплена на кожусі друга трубна решітка разом із внутрішньою кришкою, що відокремлює трубний простір від міжтрубного, утворює так звану плаваючу головку. Така конструкція унеможливує виникнення температурних напружень між кожухом і трубами. Ці теплообмінники можуть бути дво- або чотириходовими, горизонтальними завдовжки 3, 6 і 9 м або вертикальними заввишки 3 м. Поверхні теплопередачі та основні параметри їх наведено в табл. 2.9.

Кожухотрубні конденсатори з плаваючою головкою відрізняються від аналогічних теплообмінників великим діаметром штуцера для підведення пари в міжтрубний простір. Допустимий тиск охолоджувального середовища в трубах до 1,0 МПа, у міжтрубному просторі – від 1,0 до 2,5 МПа. Ці

апарати можуть бути дво-, чотири- і шестиходовими за трубним простором. Діаметр кожуха від 600 до 1400 мм, висота труб 6 м. Поверхні теплопередачі й основні параметри їх також наведено в табл. 2.4.

Табл. 2.8. Маса кожухотрубних теплообмінників [1]

p, МПа	D кожуха, мм	Число ходів	Труби 20X2 мм, довжиною, м						Труби 25X2 мм, довжиною, м					
			1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
Маса теплообмінників і холодильників, кг, не більше														
1,6	159	1	196	217	263	–	–	–	192	211	255	–	–	–
1,6	273	1	388	455	590	–	–	–	465	527	649	–	–	–
1,6	325	1	495	575	735	895	–	–	485	540	680	820	–	–
1,6	325	2	510	575	740	890	–	–	485	550	690	820	–	–
1,0	400	1	–	860	1130	1 430	1 850	–	–	780	1 035	1 290	1 750	–
1,0	400	2	–	870	1090	1 370	1 890	–	–	820	1 040	1 260	1 600	–
1,0	600	1	–	1540	1980	2 480	3 450	–	–	1350	1 810	2410	3 150	–
1,0	600	2, 4, 6	–	1650	2100	3 500	3 380	–	–	1480	1 890	2 290	3 130	–
1,0	800	1	–	2560	3520	4 150	5 800	8 400	–	2280	3 130	3 720	5 360	7 400
1,0	800	2, 4, 6	–	2750	3550	4 350	5 950	8 500	–	2520	3 230	3 950	5 360	7 480
0,6	1000	1	–	–	5000	6 250	9 030	12 800	–	–	4 500	5 600	7 850	11 200
0,6	1000	2, 4, 6	–	–	5450	6 750	9 250	12 850	–	–	4 850	6 100	8 166	11 400
0,6	1200	1	–	–	–	9 000	12 800	18 400	–	–	–	8 000	11 250	16 000
0,6	1200	2, 4, 6	–	–	–	9 750	13 400	18 900	–	–	–	8 700	11 860	16 550
1,0	600	1	–	–	–	–	–	–	–	1340	1 760	2 180	–	–
1,0		2, 4, 6	–	–	1970	2 420	3 320	–	–	–	1 780	2 220	2 930	–
1,6		1	–	–	–	–	–	–	–	1400	1 790	2 200	–	–
1,6		2, 4, 6	–	–	2050	2 510	3 450	–	–	–	1 850	2 250	3 060	–
1,0	800	1	–	–	–	–	–	–	–	2300	3 200	3 660	–	–
1,0		2, 4, 6	–	–	3600	4 400	5 900	–	–	–	3 200	3 900	5 200	–
1,6		1	–	–	–	–	–	–	–	2400	3 350	3 840	–	–
1,6		2, 4, 6	–	–	3850	4 500	6 100	–	–	–	3 450	4 050	5 600	–
1,0	1000	1	–	–	–	–	–	–	–	3600	4 850	5 950	–	–
1,0		2, 4, 6	–	–	5450	6 700	9 250	–	–	–	4 950	6 100	8 120	–
1,6		1	–	–	–	–	–	–	–	3800	5 000	6 050	–	–
1,6		2, 4, 6	–	–	5750	7 100	9 700	–	–	–	5 250	6 350	8 650	–
1,0	1200	1	–	–	–	–	–	–	–	–	6700	8 150	–	–
1,0		2, 4, 6	–	–	–	10 100	13 450	–	–	–	–	9 100	12 000	–
1,6		1	–	–	–	–	–	–	–	–	7 000	8 600	–	–
1,6		2,4,6	–	–	–	10 400	13 700	–	–	–	–	9 380	12 150	–
1,0	1400	1	–	–	–	–	–	–	–	–	8630	10 680	–	–
1,0		2, 4, 6	–	–	–	–	18 390	–	–	–	–	–	16 260	–
1,6		1	–	–	–	–	–	–	–	–	11 200	13 200	–	–
1,6		2, 4, 6	–	–	–	–	18790	–	–	–	–	–	16 830	–

Теплообмінники з U-подібними трубами застосовують для нагрівання й охолодження рідких або газоподібних середовищ без зміни їхнього агрегатного стану. Вони розраховані на тиск до 6,4 МПа, відрізняються від теплообмінників із плаваючою голівкою менш складною конструкцією (одна трубна решітка, немає внутрішньої кришки), проте можуть бути лише двоходовими, з труб тільки одного сортаменту: 20X2 мм. Поверхні теплообміну та основні параметри цих теплообмінників наведено в табл. 2.5.

Кожухотрубні випарники з трубними пучками з U-подібних труб або з плаваючою голівкою мають паровий простір над рідиною, що кипить у кожусі. У цих апаратах, завжди розташованих горизонтально, гарячий теплоносій (в якості якого можуть бути використані газ, рідина або пара) рухається по трубах. Кожухотрубні випарники можуть бути з конічним днищем діаметром 800-1600 мм і з еліптичним днищем діаметром 2400-2800 мм. Останні можуть мати два або три трубні пучки. Допустимі тиски в трубах становлять 1,6–4,0 МПа, у кожусі – 1,0–2,5 МПа за робочих температур від 30 до 450 °С, тобто вищі, ніж для випарників із лінзовим компенсатором. Випарники з паровим простором виготовляють тільки двоходовими, з труб довжиною 6 м, діаметром 25x2 мм. Поверхні теплообміну та основні параметри випарників із паровим простором наведено в табл. 2.10.

Табл. 2.9. Параметри кожухотрубних конденсаторів і випарників [1]

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів *	Загальне число труб, шт.	Поверхня теплообміну** (м ²) при довжині труб, м				Площа перетину одного ходу по трубах, м ²
				2,0	3,0	4,0	6,0	
600	20X2	2	370	–	70	93	139	0,037
		4	334	–	63	84	126	0,016
		6	316	–	60	79	119	0,009
	25X2	1	257	40	61	81	–	–
		2	240	–	57	75	113	0,042
		4	206	–	49	65	97	0,018
800	20X2	2	690	–	130	173	260	0,069
		4	638	–	120	160	240	0,030
		6	618	–	116	155	233	0,020
	25X2	1	465	73	109	146	–	–
		2	442	–	104	139	208	0,077
		4	404	–	95	127	190	0,030
1000	20X2	2	1138	–	214	286	429	0,114
		4	1072	–	202	269	404	0,051
		6	1044	–	197	262	393	0,034
	25X2	1	747	117	176	235	–	–
		2	718	–	169	226	338	0,124
		4	666	–	157	209	314	0,055
1200	20X2	2	1658	–	–	417	625	0,165
		4	1580	–	–	397	595	0,079
		6	1544	–	–	388	582	0,049
	25X2	1	1083	–	256	340	–	–
		2	1048	–	–	329	494	0,179
		4	986	–	–	310	464	0,084
1400	20X2	2	2298	–	–	–	865	0,230
		4	2204	–	–	–	831	0,110
		6	2162	–	–	–	816	0,072
	25X2	1	1545	–	372	486	–	–
		2	1504	–	–	–	708	0,260
		4	1430	–	–	–	673	0,118
		6	1396	–	–	–	657	0,080

*Випарники можуть бути тільки одноходовими

**Розраховано по зовнішньому діаметру труби

Табл. 2.10. Параметри кожухотрубних випарників із паровим простором [1]

D кожуха, мм	Число трубних пучків, шт.	Число труб в одному пучку *, шт.		Поверхня теплообміну *, м ²		Площа перетину одного ходу по трубах *, м ²	
800	1	134	82	51	38	0,013	0,013
1000	1	220	132	85	62	0,022	0,020
1200	1	310	204	120	96	0,031	0,031
1600	1	572	362	224	170	0,057	0,055
2400	1	134		51	—	0,013	
2400	1	220		85	—	0,022	—
2400	1	310		120	—	0,031	—
2400	1	572		224	—	0,057	—
2400	2	310	204	240	192	0,031	0,031
2600	3	310	204	360	288	0,031	0,031
2800	2	572	362	448	362	0,057	0,055

*Дані в правих стовпчиках відносяться до теплообмінників із плаваючими головками, решта до теплообмінників із U-подібними трубами

2.3.2. Теплообмінники типу «труба в трубі»

За невеликих теплових навантажень, коли необхідна поверхня не перевищує 26-30 м², доцільне застосування теплообмінників типу «труба в трубі». Такі теплообмінники виготовляють таких типів: 1) нерозбірні однопотокові малогабаритні; 2) розбірні одно- і двопотокові малогабаритні; 3) розбірні однопотокові; 4) нерозбірні однопотокові, 5) розбірні багатопотокові.

Нерозбірний теплообмінник типу «труба в трубі» можуть мати один хід або кілька (зазвичай парне число) ходів.

Однопотоковий малогабаритний теплообмінник має розподільну камеру для зовнішнього теплоносія, розділену на дві зони поздовжньою перегородкою. У кришці розміщений калач, що з'єднує теплообмінні труби. Кожухові труби кріпляться в трубних решітках, теплообмінні труби герметизуються за допомогою сальникових ущільнень. Однопотокові розбірні теплообмінники з труб великого діаметру (понад 57 мм) виконуються без розподільної камери, оскільки штуцер для підведення зовнішнього теплоносія можна приварити безпосередньо до кожухових труб.

Двопотоковий розбірний теплообмінник має дві розподільні камери, а в кришці розміщено два калачі. Поверхня теплообміну і прохідні перерізи для теплоносіїв за інших рівних умов удвічі більші, ніж в однопоточному теплообміннику. Багатопотокові теплообмінники типу «труба в трубі» принципово не відрізняються від двопотокових. Поверхні теплообміну і основні параметри нормалізованих теплообмінників типу «труба в трубі» наведені в табл. 2.11 і 2.12.

Табл. 2.11. Параметри нерозбірних та розбірних однопотоківих і двопотоківих теплообмінників типу «труба в трубі» [1]

Діаметр теплообмінних труб, мм	Число паралельних потоків	Число теплообмінних труб в одному апараті, шт.	Поверхня теплообміну (м ²) по зовнішньому діаметру при довжині труб, м						Діаметр** труб кожуха, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25×3	1	1*	0,12	0,24	0,36	0,48	–	–	57×4
	1	2	0,24	0,48	0,72	0,96	–	–	
38×3,5	2	4	0,48	0,96	1,44	1,92	–	–	57×4; 76×4; 89×5
	1	1*	0,18	0,36	0,54	0,72	–	–	
	2	2	0,36	0,72	1,08	1,44	–	–	
48×4	2	4	0,72	1,44	2,16	2,88	–	–	76×4; 89×5; 108×4
	1	1*	0,23	0,45	0,68	0,90	–	–	
	1	2	0,46	0,90	1,36	1,80	–	–	
57×4	2	4	0,92	1,80	2,72	3,60	–	–	89×5; 108×4
	1	1*	0,27	0,54	0,81	1,08	–	–	
	1	2	0,54	1,08	1,62	2,16	–	–	
76×4	2	4	1,08	2,16	3,24	4,32	–	–	108×4; 133×4
	1	1*	–	–	–	1,43	2,14	2,86	
89×5	1	1*	–	–	–	1,68	2,52	3,36	133×4; 159×4,5
	2	2	–	–	2,52	3,36	5,04	–	
108×4	1	1*	–	–	–	2,03	3,05	4,06	159×4,5; 219×6
	2	2	–	–	3,05	4,06	6,10	–	
133×4	1	1*	–	–	–	2,50	3,75	5,0	219×6
	2	2	–	–	3,76	5,0	7,50	–	
159×4,5	1	1*	–	–	–	3,0	4,5	6,0	219×6
	2	2	–	–	4,5	6,0	9,0	–	

* Відноситься до одного ходу нерозбірних теплообмінників

** Товщина труб вказана для умовних тисків не вище 1,6 МПа

Табл. 2.12. Параметри розбірних багатопотоківих теплообмінників типу «труба в трубі» [1]

Число паралельних потоків	Число труб в одному апараті, шт.	Поверхня теплообміну (м ²) при довжині труб, м			Площі перетину потоків, 10 ⁴ м ²	
		3,0	6,0	9,0	В середині теплообмінних труб	В кільцевих зазорах міжтрубного простору
3	6	3	6	–	38	92
5	10	5	10	–	63	154
7	14	–	14	21	88	216
12	24	–	24	36	151	371
22	44	–	44	66	277	680

2.3.3. Пластинчасті теплообмінники

У пластинчастих теплообмінниках поверхня теплообміну утворена набором тонких штампованих гофрованих пластин. Ці апарати можуть бути розбірними, напіврозбірними і нерозбірними (зварними). У пластинах розбірних теплообмінників є кутові отвори для проходу теплоносіїв і пази, в яких закріплюють ущільнювальні та компонувальні прокладки зі спеціальних термостійких гум. Пластини стискаються між нерухомою і рухомою плитами таким чином, що завдяки прокладкам між ними утворюються канали для

почергового проходу гарячого і холодного теплоносіїв. Плити забезпечені штуцерами для приєднання трубопроводів. Нерухома плита кріпиться до фундаменту (підлоги), пластини і рухома плита закріплюються на спеціальній рамі. Група пластин, що утворюють систему паралельних каналів, у яких даний теплоносій рухається тільки в одному напрямку (зверху вниз або навпаки), називається пакет. Пакет по суті аналогічний одному ходу по трубах у багатоходових кожухотрубних теплообмінниках.

На рис. 2.3 наведено приклади компоновки пластин. За заданої витрати теплоносія збільшення числа пакетів призводить до збільшення швидкості теплоносія, що інтенсифікує теплообмін, але збільшує гідравлічний опір. За оптимального компоновки пластин кількість пакетів для гарячого і холодного теплоносія може бути неоднаковою (рис. 2.3, б). В умовному позначенні схеми компоновки число доданків у чисельнику відповідає числу пакетів (послідовних ходів) для гарячого теплоносія, у знаменнику - для холодного; кожний доданок означає число паралельних каналів у пакеті (у конденсаторах однопакетне компоновки пластин за ходом пари).

У напіврозбірних теплообмінниках пластини попарно зварені, доступ до поверхні теплообміну можливий тільки з боку ходу одного з робочих середовищ.

Розбірні апарати можуть працювати за тиску 0,002-1,0 МПа і температури робочих середовищ від - 20 до +180 °С, напіврозбірні – за тиску 0,002-2,5 МПа і тієї самої температури; нерозбірні (зварні) апарати можуть працювати за тиску 0,0002-4,0 МПа і температури від - 100 до +300 °С.

Розбірні теплообмінники виготовляють у трьох виконаннях: I – на консольній рамі, II – на двохопорній рамі, III – на трихпорній рамі.

У табл. 2.13 і 2.14 наведено поверхні теплообміну й основні параметри розбірних пластинчастих теплообмінників.

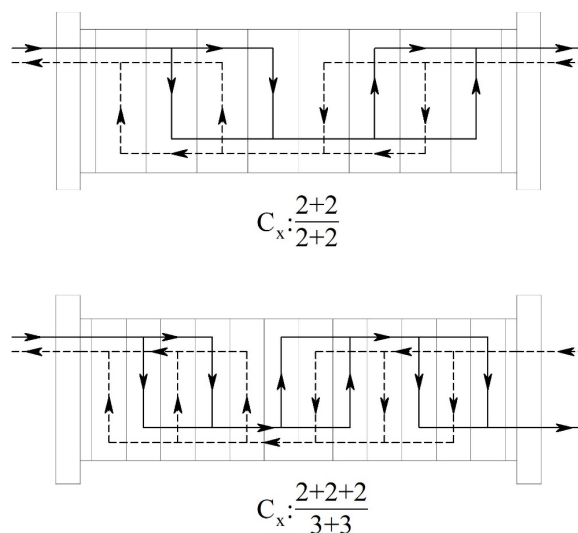


Рис. 2.3. Способи компоновки пластинчастих теплообмінників: а – симетричне компоновки; б – несиметричне компоновки [1]

Детальніші відомості про розбірні, напіврозбірні та зварні теплообмінники наведено в літературі [8].

Табл. 2.13. Основні параметри розбірних пластинчастих теплообмінників [1]

Поверхня теплообміну F (м ²), число пластин N (шт.) і маса апарату M (кг) при поверхні однієї пластини f (м ²)														
$f=0,2$			$f=0,3$			$f=0,5^*$			$f=0,6$			$f=1,3$		
F	N	M	F	N	M^{**}	F	N	M^{***}	F	N	M^{**}	F	N	M
1	8	570	3	12	280	31,5	64	1740	–	20	960	200	156	5 350
2	12	530	5	20	315	50	100	2010	16	30	1030	300	232	6 470
5	28	650	8	30	345	63	126	2200	25	44	1130	400	310	7610
6,3	34	670	10	36	365	80	160	2460	31,5	56	1220	500	388	11 280
10	52	750	12,5	44	400	100	200	2755	40	70	1300	600	464	12 430
12,5	66	800	16	56	440	140	280	3345	50	86	1400	800	620	14 740
16	84	1340	20	70	485	160	320	4740	63	108	1530	–	–	–
25	128	1480	–	–	–	220	440	5630	80	136	1690	–	–	–
31,5	160	1600	–	–	–	280	560	6570	100	170	1900	–	–	–
40	204	1750	–	–	–	300	600	6810	140	236	2290	–	–	–
–	–	–	–	–	–	320	640	7100	160	270	2470	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	200	340	3920	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	250	420	4400	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	300	бУ4	439U	–	–	–

*Теплообмінники із здвоєними пластинами (напіврозбірні)

**Для слабоагресивних і нейтральних середовищ зі швидкістю корозії металу менше 0,05 мм/рік (для агресивних середовищ маса в середньому на 8-10 % більше)

***Для тисків менше 1,6 МПа

Табл. 2.14. Конструктивні характеристики пластин розбірних пластинчастих теплообмінників [1]

Характеристики	Площа пластини, м ²			
	0,2	0,3	0,6	1,3
Габарити пластини, мм:				
довжина	960	1370	1375	1915
ширина	460	300	600	920
товщина*	1,0	1,0	1,0	1,0
Еквівалентний діаметр каналу, мм	8,8	8,0	8,3	9,6
Поперечний перетин каналу, 10 ⁴ м ²	17,8	11,0	24,5	42,5
Приведена довжина каналу, м	0,518	1,12	1,01	1,47
Маса пластини, кг **	2,5	3,2	5,8	12,0
Діаметр умовного проходу штуцерів, мм	80; 150	65	200	300

*В полегшеному виконанні товщину може бути зменшено до 0,5 мм

**Для пластин товщиною 0,8 мм

2.4. Розрахунки теплообмінних апаратів

2.4.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника

Розрахувати і підібрати нормалізований горизонтальний кожухотрубний теплообмінник для нагрівання мелясної барди за наступними початковими даними:

1. Теплоносії:

- гарячий теплоносій – водяна пара;
- холодний теплоносій – розчин мелясної барди;

2. Вміст сухих речовин $CP=15\%$;

1. Масова витрата холодного теплоносія $G_2=5 \text{ кг/с}$;
2. Температури холодного теплоносія:
 - на вході $t_{2н}=15 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - на виході $t_{2к}=90 \text{ }^\circ\text{C}$;
3. Температури гарячого теплоносія:
 - $t_s=110 \text{ }^\circ\text{C}$;

На рис. 2.4 показано зміну температур теплоносіїв та схема теплопередачі в кожухотрубному теплообміннику.

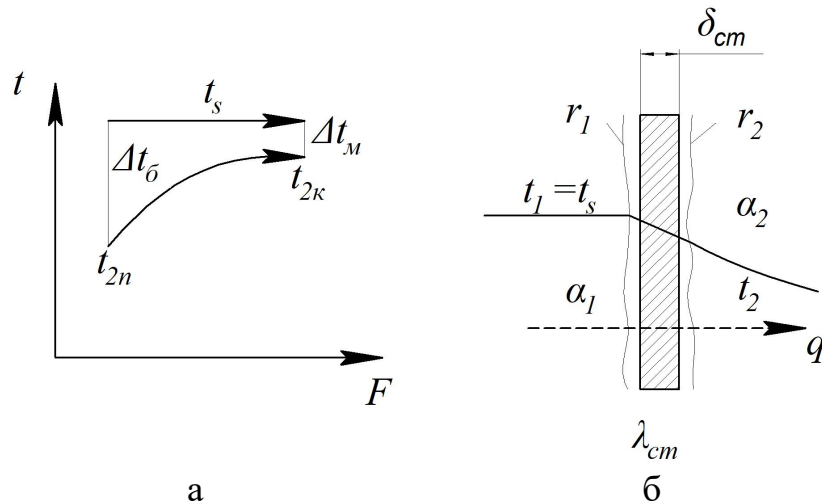


Рис. 2.4. Принципова схема:

а – руху теплоносіїв; б – схема теплопередачі в теплообміннику

1. Теплофізичні властивості гарячого теплоносія приймаємо при температурі конденсації водяної пари:

$$t_1 = t_s = 110 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Середньологарифмічна різниця температур визначається за формулою (2.7):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{м})} = \frac{95 - 20}{\ln\left(\frac{95}{20}\right)} = 48,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

де Δt_{δ} і $\Delta t_{м}$ – більша і менша різниці температур визначаються за схемою руху теплоносіїв:

$$\Delta t_{\delta} = t_s - t_{2н} = 110 - 15 = 95 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{м} = t_s - t_{2к} = 110 - 90 = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. За формулою (2.6) визначаємо середню температуру розчину м'ясної барди:

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 110 + 48,1 = 61,9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. Визначаємо теплофізичні властивості теплоносіїв.

Конденсат при температурі $t_l=110 \text{ }^\circ\text{C}$ [2] (Додаток В):

- питома теплота пароутворення $r_1=2234 \text{ кДж/кг}$.

- густина: $\rho_1=951 \text{ кг/м}^3$;
- теплопровідність: $\lambda_1=0,685 \text{ Вт/(м·К)}$;
- динамічна в'язкість: $\mu_1=0,256 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$.

Розчин мелясної барда при температурі $t_2=61,9 \text{ }^\circ\text{C}$ [1]:

$$\begin{aligned}\rho_2 &= 1007,3 + 4,11(CP - 0,11t_2) = \\ &= 1007,3 + 4,11(15 - 0,11 \cdot 61,9) = 1041 \text{ кг/м}^3.\end{aligned}$$

- динамічна в'язкість:

$$\begin{aligned}\mu_2 &= (2,7 + 0,192CP)t_2^{-0,426} \cdot 10^{-3} = \\ &= (2,7 + 0,192 \cdot 15) \cdot 61,9^{-0,426} \cdot 10^{-3} = 0,962 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.\end{aligned}$$

- питома теплоємність:

$$\begin{aligned}c_2 &= 4,073 - 0,00134(14,4CP - t_2) = \\ &= 4,073 - 0,00134(14,4 \cdot 15 - 61,9) = 3,867 \text{ кДж/кг} = 3867 \text{ Дж/кг}.\end{aligned}$$

- теплопровідність:

$$\begin{aligned}\lambda_2 &= 0,564 \cdot t_2^{0,0879} \cdot CP^{-0,135} = \\ &= 0,564 \cdot 61,9^{0,0879} \cdot 15^{-0,135} = 0,562 \text{ Вт/(м К)}.\end{aligned}$$

5. Теплове навантаження теплообмінника за формулою (2.2):

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = 5 \cdot 3867 (90 - 15) = 1,45 \cdot 10^6 \text{ Вт};$$

6. Витрата водяної пари з урахуванням 5 % втрат в оточуюче середовище:

$$G_1 = \frac{1,05Q}{r_1} = \frac{1,45 \cdot 10^6}{2234 \cdot 10^3} = 0,649 \text{ кг/с}.$$

7. Орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі при теплопередачі від пари до води при вимушеному русі рекомендується приймати $K_{op}=800..3500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ (табл. 2.1). Прийmemo $K_{op}=800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

8. Орієнтовна поверхня теплопередачі (2.1):

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1,45 \cdot 10^6}{800 \cdot 48,1} = 37,7 \text{ м}^2.$$

В першому наближенні приймаємо одноходовий вертикальний нормалізований теплообмінник (табл. 2.3) з такими параметрами:

- зовнішній діаметр кожуха $D=400 \text{ мм}$;
- кількість ходів – 1;
- поверхня теплообміну $F = 46 \text{ м}^2$;
- довжина труб $L=4 \text{ м}$;
- площа перетину одного ходу по трубам $S = 0,036 \text{ м}^2$;
- розташування труб по вершинам трикутників;
- діаметр теплообмінних трубок $d=20 \times 2 \text{ мм}$;
- кількість трубок $n=181 \text{ шт}$.

Площа перетину однієї труби по внутрішньому діаметру:

$$f = \frac{\pi \cdot d_6^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,016^2}{4} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

де d_6 – внутрішній діаметр труб:

$$d_6 = d - 2 \cdot \delta_{cm} = 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ мм},$$

δ_{cm} – товщина стінки труб, $\delta_{cm} = 2$ мм.

9. Швидкість розчину м'ясної барди в трубному просторі:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S} = \frac{5}{1041 \cdot 0,078} = 0,133 \text{ м/с}.$$

Критерій Прандтля:

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 c_2}{\lambda_2} = \frac{0,962 \cdot 10^{-3} \cdot 3867}{0,562} = 6,62.$$

10. Визначаємо режим руху гарячого теплоносія:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_6 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,133 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1041}{0,962 \cdot 10^{-3}} = 2303.$$

Режим руху перехідний.

11. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину м'яси за умови перехідного режиму визначається із наступного критеріального рівняння:

$$Nu_2 = 0,008 Re_2^{0,9} Pr_2^{0,43} = 0,008 \cdot 2303^{0,9} \cdot 6,62^{0,43} = 19.$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_6} = \frac{19 \cdot 0,562}{16 \cdot 10^{-3}} = 667 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

12. Коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується до стінки визначається за формулою (2.27)

$$\alpha_1 = 3,78 \lambda_1 \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 d \cdot n}{\mu_1 G_1}} = 3,78 \cdot 0,685 \sqrt[3]{\frac{951^2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 389}{0,256 \cdot 10^{-3} \cdot 0,649}} = 9025.$$

13. Загальний термічний опір стінки та забруднень.

Приймаємо (табл. 2.2):

- $r_1 = 11600$ Вт/(м²·К) – теплова провідність зі сторони конденсату;

- $r_2 = 2900$ Вт/(м²·К) – теплова провідність забруднень зі сторони розчину м'ясної барди;

- $\lambda_{ст} = 17,5$ Вт/м·К – теплопровідність нержавіючої сталі [1];

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{11600} + \frac{1}{2900} = 5,453 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}.$$

14. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{667} + 5,453 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{9025}} = 463 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

15. Розрахункова поверхня теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1,45 \cdot 10^6}{463 \cdot 48,1} = 65 \text{ м}^2.$$

$$F_p = 65 \text{ м}^2 > F = 46 \text{ м}^2.$$

Розрахункова площа більша за прийняту, тому обираємо теплообмінник, з більшою кількістю ходів:

- зовнішній діаметр кожуха $D=400$ мм;
- кількість ходів – 2;
- поверхня теплообміну $F=63$ м²;
- довжина труб $L=6$ м:
- площа перетину одного ходу по трубам $S = 0,017$ м²;
- розташування труб по вершинам трикутників;
- діаметр теплообмінних трубок $d=20 \times 2$ мм;
- кількість трубок $n=166$ шт.

Проводимо перерахунок:

Швидкість розчину мелясної барди в трубному просторі:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S} = \frac{5}{1041 \cdot 0,017} = 0,283 \text{ м / с}.$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_e \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,283 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1041}{0,962 \cdot 10^{-3}} = 4900.$$

Режим руху перехідний.

Критерій Нуссельта для процесу тепловіддачі від стінки до розчину мелясної барди:

$$Nu_2 = 0,008 Re_2^{0,9} Pr_2^{0,43} = 0,008 \cdot 4900^{0,9} \cdot 6,62^{0,43} = 38..$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину мелясної барди

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{19 \cdot 0,562}{16 \cdot 10^{-3}} = 1350 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1350} + 5,453 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{9025}} = 716 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Розрахункова поверхня теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1,45 \cdot 10^6}{716 \cdot 48,1} = 42 \text{ м}^2.$$

$$F_p = 42 \text{ м}^2 < F = 63 \text{ м}^2.$$

Розрахункова площа більша за прийняту, тому обираємо теплообмінник, з більшою кількістю ходів:

- зовнішній діаметр кожуха $D=400$ мм;

- кількість ходів – 2;
- поверхня теплообміну $F = 63 \text{ м}^2$;
- довжина труб $L = 6 \text{ м}$;
- площа перетину одного ходу по трубам $S = 0,017 \text{ м}^2$;
- розташування труб по вершинам трикутників;
- діаметр теплообмінних трубок $d = 20 \times 2 \text{ мм}$;
- кількість трубок $n = 166 \text{ шт.}$

Розрахунок гідравлічного опору кожухотрубного теплообмінника

Трубний простір теплообмінника

Вихідні дані:

Швидкість теплоносія $w_1 = 0,283 \text{ м/с}$.

Критерій Рейнольдса $Re = 4900$

Густина теплоносія $\rho_1 = 1041 \text{ кг/м}^3$.

Довжина труб $L = 6 \text{ м}$.

Кількість труб $n = 166 \text{ шт.}$

Коефіцієнт тертя для $3 \cdot 10^3 < Re < 10^5$:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{4900^{0,25}} = 0,038.$$

Сума місцевих опорів:

$$\sum \xi = 2\xi_e + \xi_n + 2\xi_m = 2 \cdot 1,5 + 2,5 + 2 \cdot 1 = 7,5.$$

де ξ_e – коефіцієнт місцевого опору для вхідної чи вихідної камери, $\xi_e = 1,5$;

ξ_n – коефіцієнт місцевого опору при повороті на 180° між ходами чи секціями – $\xi_n = 2,5$.

ξ_m – коефіцієнт місцевого опору при вході в труби чи виході з них – $\xi_m = 1$.

Гідравлічний опір для трубного простору:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \lambda \frac{n \cdot L}{d_e} \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} \\ &= 0,038 \frac{166 \cdot 6}{16 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1041 \cdot 0,283^2}{2} + 7,5 \cdot \frac{1041 \cdot 0,283^2}{2} = 98920 \text{ Па.} \end{aligned}$$

гідравлічний опір штуцерів можна не враховувати при швидкості в них менше $2,5 \text{ м/с}$.

2.4.2. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»

Розрахувати і підібрати нормалізований теплообмінник типу труба в трубі для охолодження поживного середовища на основі м'ясної барди за наступними початковими даними:

1. Теплоносії:

- гарячий теплоносієй – поживне середовище;

- холодний теплоносієй – розчин мелясної барди;
- 2. Масова витрата гарячого теплоносія $G_1=3,5 \text{ кг/с}$;
- 3. Температури холодного теплоносія:
 - на вході $t_{2n}=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - на виході $t_{2к}=35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 4. Температури гарячого теплоносія:
 - на вході $t_{1n}=90 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - на виході $t_{1к}=45 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 5. Схема руху – прямотік

На рис. 2.5 показано зміну температур теплоносіїв та схема теплопередачі в теплообміннику типу «труба в трубі».

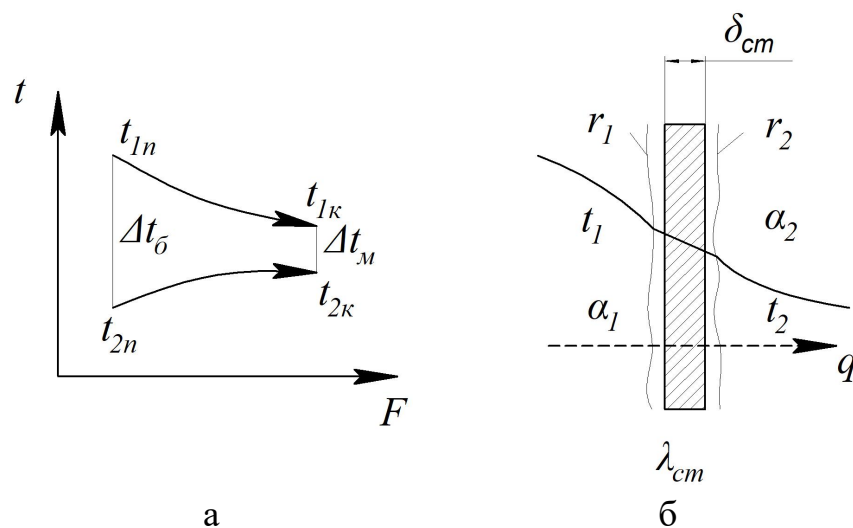


Рис. 2.5. Принципова схема:
а – руху теплоносіїв; б – схема теплопередачі в теплообміннику

Для розрахунку теплофізичних параметрів необхідно задатися значення вмісту сухих речовин в поживному середовищі. Більшість стандартних поживне середовищ містять 7-12% цукру. За [2] масова частка цукрів, які можуть бути зброжені у буряковій мелясі становить 43%. А масова частка сухих речовин у мелясі – не менше 75%. Отже прийнявши вміст цукру 10 % матимемо частку сухих речовин (СР): $СР=10/0,43 \cdot 0,75=17,44\%$. Для заданої точності розрахунку приймемо $СР=17\%$.

1. Визначаємо середню температура води за рівнянням (2.5):

$$t_2 = \frac{t_{2n} + t_{2к}}{2} = \frac{20 + 35}{2} = 27,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Середньологарифмічна різниця температур (2.7):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_b / \Delta t_m)} = \frac{70 - 10}{\ln\left(\frac{70}{10}\right)} = 30,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

де $\Delta t_{\bar{o}}$ і Δt_m – більша і менша різниці температур визначаються за схемою руху теплоносіїв:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{1n} - t_{2n} = 90 - 20 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_m = t_{1k} - t_{2k} = 45 - 35 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. За формулою (2.6) визначаємо середню температуру поживного середовища:

$$t_l = t_2 + \Delta t_{cp} = 27,5 + 30,8 = 58,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

4. Визначаємо теплофізичні властивості теплоносіїв.

Поживне середовище при температурі $t_l=58,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ [1]:

-густина:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= 1007,3 + 4,11(CP - 0,11t_1) = \\ &= 1007,3 + 4,11(17 - 0,11 \cdot 58,3) = 1051 \text{ кг} / \text{м}^3. \end{aligned}$$

-динамічна в'язкість:

$$\begin{aligned} \mu_1 &= (2,7 + 0,192CP)t_1^{-0,426} \cdot 10^{-3} = \\ &= (2,7 + 0,192 \cdot 17) \cdot 58,3^{-0,426} \cdot 10^{-3} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}. \end{aligned}$$

-питома теплоємність:

$$\begin{aligned} c_1 &= 4,073 - 0,00134(14,4CP - t_1) = \\ &= 4,073 - 0,00134(14,4 \cdot 17 - 58,3) = 3,823 \text{ кДж} / \text{кг} = 3823 \text{ Дж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

-теплопровідність:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 0,564 \cdot t_1^{0,0879} \cdot CP^{-0,135} = \\ &= 0,564 \cdot 58,3^{0,0879} \cdot 17^{-0,135} = 0,55 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Охолоджуюча вода при температурі $t_2=27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ [2] (Додаток В):

-густина: $\rho_2=997 \text{ кг} / \text{м}^3$;

-динамічна в'язкість: $\mu_2=0,862 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$.

-теплоємність $c_2=4180 \text{ Дж} / \text{кг}$.

-теплопровідність: $\lambda_2=0,605 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$;

5. Теплове навантаження теплообмінника за формулою (2.2):

$$Q = G_1 c_1 (t_{1n} - t_{1k}) = 3,5 \cdot 3823 (90 - 45) = 6,021 \cdot 10^6 \text{ Вт};$$

6. Витрата водяної пари з урахуванням 5 %втрат в оточуюче середовище:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2k} - t_{2n})} = \frac{6,021 \cdot 10^5}{4180 (35 - 20)} = 10,1 \text{ кг} / \text{с}.$$

7. Орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі при теплопередачі від рідини до рідини рекомендується приймати $K_{op}=800..1700 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (табл. 2.1). Прийmemo $K_{op}=800 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

8. Орієнтовна поверхня теплопередачі (2.1):

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{6,021 \cdot 10^5}{800 \cdot 30,8} = 24,4 \text{ м}^2.$$

З таблиці 2.14 приймаємо діаметр теплообмінної труби $d=57 \times 4$ мм, довжина труб $L=6$ м, діаметр кожухової труби $D=108 \times 4$ мм площа $S=1,08 \text{ м}^2$.

Приймаємо, що в теплообмінній трубці рухається поживне середовище – як речовина, що більше забруднює стінки в процесі експлуатації.

Площа перетину теплообмінної труби по внутрішньому діаметру:

$$f_m = \frac{\pi \cdot d_g^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,049^2}{4} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

де d_g – внутрішній діаметр теплообмінної труби:

$$d_g = d - 2 \cdot \delta_{cm} = 57 - 2 \cdot 4 = 49 \text{ мм},$$

δ_{cm} – товщина стінки теплообмінної труб, $\delta_{cm}=4$ мм.

Площа перетину кільцевого каналу міжтрубного простору:

$$f_{mm} = \frac{\pi \cdot (D_g^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,057^2)}{4} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

де D_g – внутрішній діаметр кожухової труби:

$$D_g = D - 2 \cdot \delta_{cm} = 108 - 2 \cdot 4 = 100 \text{ мм},$$

δ_{cm} – товщина стінки кожухової труб, $\delta_{cm}=4$ мм.

9. Швидкість поживного середовища в теплообмінній трубці:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_m} = \frac{3,5}{1051 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 1,665 \text{ м / с}.$$

Критерій Прандтля Pr_1 :

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 c_1}{\lambda_1} = \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 3823}{0,55} = 6,95.$$

10. Визначаємо режим руху гарячого теплоносія:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_g \rho_1}{\mu_1} = \frac{1,665 \cdot 49 \cdot 10^{-3} \cdot 1051}{1 \cdot 10^{-3}} = 8,575 \cdot 10^4.$$

тобто режим турбулентний.

11. Коефіцієнт тепловіддачі від поживного середовища до стінки (2.15):

$$Nu_1 = 0,023 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,4} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}} \right)^{0,25} = 0,023 \cdot (8,575 \cdot 10^4)^{0,8} (6,95)^{0,4} = 442.$$

де поправка Міхеєва $(Pr_1/Pr_{cm1})^{0,25}$, що враховує зміну теплофізичних властивостей теплоносія при температурі потоку і стінки, приймаємо рівною одиниці, оскільки температури рідини та стінки не сильно відрізняються.

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_g} = \frac{442 \cdot 0,55}{49 \cdot 10^{-3}} = 4961 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

12. Швидкість води в міжтрубному просторі:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S} = \frac{10,1}{997 \cdot 0,005} = 2,03 \text{ м / с.}$$

Критерій Прандтля:

$$\text{Pr}_2 = \frac{\mu_2 c_2}{\lambda_2} = \frac{0,862 \cdot 10^{-3} \cdot 3823}{0,55} = 5,99.$$

13. Визначаємо режим руху гарячого теплоносія:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_e \rho_2}{\mu_2} = \frac{2,03 \cdot 42 \cdot 10^{-3} \cdot 997}{0,862 \cdot 10^{-3}} = 9,861 \cdot 10^4.$$

де d_e – еквівалентний діаметр міжтрубного простору, для коаксіальних труб:

$$d_e = D_6 - d = 100 - 58 = 42 \text{ мм.}$$

Режим руху турбулентний.

14. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину меляси за умови перехідного режиму визначається із наступного критеріального рівняння:

$$\text{Nu}_2 = 0,023 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{cm2}} \right)^{0,25} = 0,023 \cdot (9,861 \cdot 10^4)^{0,8} (5,99)^{0,4} = 465.$$

де $(\text{Pr}_2/\text{Pr}_{ст2})^{0,25}$ приймаємо рівною одиниці через невелику різницю теплофізичних властивостей теплоносія при температурі потоку і стінки.

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{465 \cdot 0,605}{42 \cdot 10^{-3}} = 6698 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

15. Загальний термічний опір стінки та забруднень.

Приймаємо (табл. 2.2):

- $r_1=2900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – теплова провідність зі сторони поживного середовища;

- $r_2=5800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – теплова провідність забруднень зі сторони води;

- $\lambda_{ст}=17,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ – теплопровідність нержавіючої сталі [1];

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{4 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{5800} = 7,458 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}.$$

16. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4961} + 7,458 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{6698}} = 912 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

17. Розрахункова поверхня теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{6,021 \cdot 10^5}{912 \cdot 30,8} = 21,4 \text{ м}^2.$$

18. Кількість теплообмінних секцій:

$$n = \frac{F_p}{S} = \frac{21,4}{1,08} = 20 \text{ шт.}$$

Розрахункова площа більша за прийняту, тому обираємо теплообмінник, з більшою кількістю ходів:

Розрахунок гідравлічного опору теплообмінника типу «труба в трубі»

Трубний простір теплообмінника

Вихідні дані:

Швидкість теплоносія $w_1=1,665$ м/с.

Критерій Рейнольдса $Re_1=8,575 \cdot 10^4$

Густина теплоносія $\rho_1=1051$ кг/м³.

Довжина труб $L=6$ м.

Кількість секцій $n=20$ шт.

Коефіцієнт тертя для $3 \cdot 10^3 < Re < 10^5$:

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{Re_1^{0,25}} = \frac{0,3164}{(8,575 \cdot 10^4)^{0,25}} = 0,018.$$

Сума місцевих опорів:

$$\sum \xi = \xi_n (n-1) + 2\xi_m = 2,5 \cdot 19 + 2 \cdot 1 = 49,5.$$

де ξ_n – коефіцієнт місцевого опору при повороті на 180° між ходами чи секціями – $\xi_n=2,5$.

ξ_m – коефіцієнт місцевого опору при вході в труби чи виході з них – $\xi_m=1$.

Гідравлічний опір для трубного простору:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= \lambda_1 \frac{n \cdot L}{d_g} \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = \\ &= 0,018 \frac{20 \cdot 6}{49 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1051 \cdot 1,665^2}{2} + 49,5 \cdot \frac{1051 \cdot 1,665^2}{2} = 1,363 \cdot 10^5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

гідравлічний опір штуцерів можна не враховувати при швидкості в них менше 2,5 м/с

Міжтрубний простір теплообмінника

Вихідні дані:

Швидкість теплоносія $w_2=2,03$ м/с.

Критерій Рейнольдса $Re_2=9,861 \cdot 10^4$

Густина теплоносія $\rho_2=997$ кг/м³.

Довжина труб $L=6$ м.

Кількість секцій $n=20$ шт.

Коефіцієнт тертя для $3 \cdot 10^3 < Re < 10^5$:

$$\lambda_2 = \frac{0,3164}{Re_2^{0,25}} = \frac{0,3164}{(9,861 \cdot 10^4)^{0,25}} = 0,018.$$

Сума місцевих опорів:

$$\sum \xi = 2\xi_n \cdot n = 2 \cdot 20 \cdot 1,5 = 60.$$

де ξ_6 – коефіцієнт місцевого опору для входу або виходу із поворотом на 90° , $\xi_6=1,5$.

Гідрравлічний опір для трубного простору:

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{n \cdot L}{d_e} \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} + \sum \xi_2 \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} =$$

$$= 0,018 \frac{20 \cdot 6}{42 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{997 \cdot 2,03^2}{2} + 60 \cdot \frac{997 \cdot 2,03^2}{2} = 2,289 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

2.4.2. Розрахунок пластинчастого теплообмінника

Розрахувати та підібрати нормалізований варіант конструкції пластинчастого холодильника. За наступними вихідними даними:

1. Теплоносії:

- гарячий теплоносій – бутиловий спирт;
- холодний теплоносій – вода;

2. Масова витрата гарячого теплоносія $G_1=2,47 \text{ кг/с}$;

3. Температури холодного теплоносія:

- на вході $t_{2n}=17^\circ\text{C}$;
- на виході $t_{2к}=45^\circ\text{C}$;

4. Температури гарячого теплоносія:

- на вході $t_{1n}=117,7^\circ\text{C}$;
- на виході $t_{1к}=30^\circ\text{C}$;

Рух теплоносіїв у пластинчастому теплообміннику приймаємо – протиточний. На рис. 2.6 показано зміну температур теплоносіїв та схема теплопередачі в пластинчастому холодильнику.

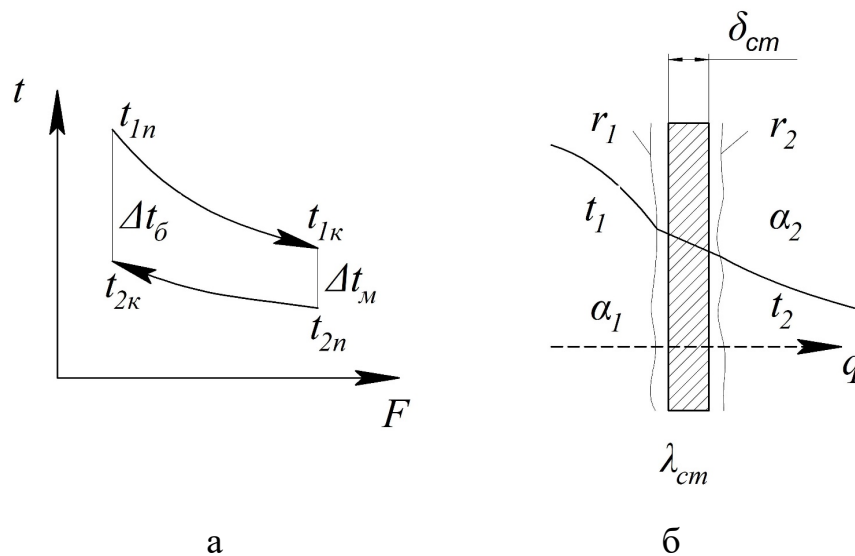


Рис. 2.6. Принципова схема:

а – рух теплоносіїв; б – схема теплопередачі в теплообміннику

1. Визначаємо середню температура води за рівнянням (2.5):

$$t_2 = \frac{t_{2n} + t_{2к}}{2} = \frac{17 + 45}{2} = 31 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Середньологарифмічна різниця температур (2.7):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{m})} = \frac{72,7 - 13}{\ln\left(\frac{72,7}{13}\right)} = 34,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

де Δt_{δ} і Δt_{m} – більша і менша різниці температур визначаються за схемою руху теплоносіїв:

$$\Delta t_{\delta} = t_{1n} - t_{2к} = 117,7 - 45 = 72,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{m} = t_{1к} - t_{2n} = 30 - 17 = 13 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. За формулою (2.6) визначаємо середню температуру бутилового спирту:

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{cp} = 31 + 34,7 = 65,7 \text{ } ^\circ\text{C},$$

4. Визначаємо теплофізичні властивості теплоносіїв.

Бутиловий спирт при температурі $t_1=65,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ [2]:

- густина: $\rho_1=776 \text{ кг/м}^3$;

- теплопровідність: $\lambda_1=0,127 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;

- теплоємність: $c_1=2849 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$

- динамічна в'язкість: $\mu_1=1,1 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Охолоджувальна вода при температурі $t_2=31 \text{ } ^\circ\text{C}$:

- густина: $\rho_2=995,4 \text{ кг/м}^3$;

- теплопровідність: $\lambda_2=0,62 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;

- теплоємність: $c_2=4180 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$

- динамічна в'язкість: $\mu_2=0,789 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

5. Теплове навантаження теплообмінника за формулою (2.2):

$$Q = G_1 c_1 (t_{1n} - t_{1к}) = 2,43 \cdot 2849 (117,7 - 30) = 607153,2 \text{ Вт};$$

6. Витрата охолоджуючої води:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2к} - t_{2n})} = \frac{607153,2}{4180 (45 - 17)} = 5,19 \text{ кг/с}.$$

7. Орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі при вимушеному русі при теплопередачі від рідини до рідини рекомендується приймати $K_{op}=800..1700 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ (табл. 2.1). Оскільки теплофізичні властивості бутилового спирту суттєво відрізняються від властивостей води, прийmemo $K_{op}=700 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

8. Орієнтовна поверхня теплопередачі (2.1):

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{607153,2}{700 \cdot 34,7} = 25 \text{ м}^2.$$

Розглянемо пластинчастий теплообмінник типу ТПР (виконання І) поверхнею $F=25 \text{ м}^2$ (табл. 2.13); поверхня пластини $f=0,6 \text{ м}^2$, кількість пластин $N=42 \text{ шт.}$

Технічна характеристика пластини $f=0,6 \text{ м}^2$ (табл. 2.14):

- еквівалентний діаметр каналу – $d_{екв}=7,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

- поперечний перетин каналу – $S=26,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

- приведена довжина каналу – $L_n=0,89 \text{ м}$;

- габаритні розміри: довжина – 1375 мм ; ширина – 600 мм ; товщина – $1,0 \text{ мм}$;

- маса пластини – $6,5 \text{ кг}$.

З метою збільшення коефіцієнтів тепловіддачі, а отже, і коефіцієнта теплопередачі збільшуємо число пакетів (ходів) в теплообміннику. Вибираємо компоновку пластин по три симетричних пакета за схемою:

$$C_x = \frac{7+7+7}{7+7+7},$$

де 7 – кількість міжпластинних каналів у кожному пакеті, у числі показано число пакетів (ходів) – три для середовища, що охолоджується (бутилового спирту), у знаменнику – аналогічні умовні позначки для середовища, що нагрівається (води).

9. Швидкість гарячого середовища (бутиловий спирт) в семи каналах ($m_1=7$):

$$w_1 = \frac{G_1}{m_1 \rho_1 S} = \frac{2,43}{7 \cdot 776 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,17 \text{ м / с.}$$

Критерій Прандтля Pr_1 :

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 c_1}{\lambda_1} = \frac{1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 2849}{0,127} = 24,7.$$

10. Визначаємо режим руху гарячого теплоносія:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_e \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,17 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 776}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 887 > 50.$$

тобто режим турбулентний.

11. Коефіцієнт тепловіддачі від бутилового спирту до стінки визначається за критерієм Нуссельта по формулі (2.23), $Re > 50$, $Pr < 80$:

$$Nu_1 = 0,135 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 887^{0,73} \cdot 24,7^{0,43} \cdot 1 = 76,$$

де поправка Міхеєва $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$, що враховує зміну теплофізичних властивостей теплоносія при температурі потоку і стінки, приймаємо рівним одиниці, оскільки температури рідини та стінки не сильно відрізняються, звідки

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e} = \frac{76 \cdot 0,127}{7,4 \cdot 10^{-3}} = 1305 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

12. Швидкість холодного середовища (вода) в семи каналах ($m_2=7$):

$$w_2 = \frac{G_2}{m_2 \rho_2 S} = \frac{5,19}{7 \cdot 995 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,284 \text{ м / с.}$$

Критерій Прандтля:

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 c_2}{\lambda_2} = \frac{0,789 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,62} = 5,3.$$

13. Визначаємо режим руху холодного теплоносія:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_e \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,284 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 995}{0,789 \cdot 10^{-3}} = 2650 > 50.$$

режим турбулентний.

14. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки пластини до води при $Re > 50$ і $Pr < 80$:

$$Nu_2 = 0,135 Re_2^{0,73} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm2}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 2650^{0,73} \cdot 5,3^{0,43} \cdot 1 = 87,$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{87 \cdot 0,62}{7,4 \cdot 10^{-3}} = 7298 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

15. Загальний термічний опір стінки та забруднень.

Приймаємо (табл. 2.2):

- $r_1 = 2900 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$ – теплова провідність забруднень зі сторони бутилового спирту;

- $r_2 = 5800 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$ – теплова провідність забруднень зі сторони води;

- $\lambda_{ст} = 17,5 \text{ Вт / м} \cdot \text{К}$ – теплопровідність нержавіючої сталі [1];

- $\delta_{ст} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – товщина гофрованої пластини (табл. 2.13).

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{5800} = 0,00057 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)} / \text{Вт}.$$

16. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1305} + 0,00057 + \frac{1}{7298}} = 679 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

17. Розрахункова поверхня теплообміну:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{607153,2}{679 \cdot 34,7} = 25,8 \text{ м}^2.$$

Розрахункова поверхня вийшла більшою за прийняту, тому необхідно застосувати складніше компонування пластин. З метою збільшення коефіцієнта теплопередачі необхідно збільшувати менший коефіцієнт тепловіддачі, оскільки коефіцієнт теплопередачі K в розрахунку завжди виходить меншим, ніж менший α . Вочевидь, доцільно збільшити швидкість руху теплоносія (бутилового спирту), тобто збільшити кількість ходів.

Вибираємо компоновання пластин із чотирьох несиметричних пакетів за схемою:

$$C_x = \frac{4 + 4 + 4 + 5}{6 + 6 + 6 + 7}$$

де 4 - кількість каналів у пакеті для бутилового спирту, $m_1 = 4$;

6 – кількість каналів у пакеті для води, $m_2=6$;

4 – кількість послідовно включених пакетів (ходів) для одного та іншого середовища.

Проводимо перерахунок:

$$w_1 = \frac{G_1}{m_1 \rho_1 S} = \frac{2,43}{4 \cdot 776 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,299 \text{ м / с.}$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_e \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,299 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 776}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 1561 > 50.$$

$$Nu_1 = 0,135 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 1561^{0,73} \cdot 24,7^{0,43} \cdot 1 = 115,$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e} = \frac{115 \cdot 0,127}{7,4 \cdot 10^{-3}} = 1972 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$w_2 = \frac{G_2}{m_2 \rho_2 S} = \frac{5,19}{6 \cdot 995 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,332 \text{ м / с.}$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_e \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,332 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 995}{0,789 \cdot 10^{-3}} = 3098 > 50.$$

$$Nu_2 = 0,135 Re_2^{0,73} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm2}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 3098^{0,73} \cdot 5,3^{0,43} \cdot 1 = 98,$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{98 \cdot 0,62}{7,4 \cdot 10^{-3}} = 8193 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1972} + 0,00057 + \frac{1}{8193}} = 834 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{607153,2}{834 \cdot 34,7} = 21 \text{ м}^2.$$

Приймаємо розбірний пластинчастий теплообмінник виконання І поверхнею теплообміну $F = 25 \text{ м}^2$; площа пластини $f = 0,6 \text{ м}^2$; кількість пластин 42 шт.

Розрахунок гідравлічного опору пластинчастого холодильника

1. Канал по якому рухається гарячий теплоносій (бутиловий спирт).

Вихідні дані:

Швидкість теплоносія $w_1=0,229$ м/с.

Критерій Рейнольдса $Re=1561$

Кількість пакетів $x_1=4$.

Приведена довжина каналу $L_n=0,89$ м.

Еквівалентний діаметр $d_e=7,4 \cdot 10^{-3}$ м.

Густина теплоносія $\rho_1=766$ кг/м³.

Діаметр штуцера $d_{um1}=0,2$ м.

Коефіцієнт гідравлічного опору при турбулентному режимі для каналу утвореного гофрованими пластинами:

$$\xi_1 = \frac{15}{Re^{0,25}} = \frac{15}{1561^{0,25}} = 2,39.$$

Швидкість руху гарячого теплоносія (бутилового спирту) в штуцерах:

$$w_{um1} = \frac{G_1}{0,785d_{um1}^2\rho_1} = \frac{2,43}{0,785 \cdot 0,2^2 \cdot 776} = 0,1 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с}.$$

гідравлічний опір штуцерів можна не враховувати.

Гідравлічний опір теплообмінника для каналу по якому рухається гарячий теплоносій:

$$\Delta P = x_1 \xi_1 \frac{L_n}{d_e} \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = 2 \cdot 2,39 \cdot \frac{0,89}{0,0074} \cdot \frac{776 \cdot 0,229^2}{2} = 39883 \text{ Па}.$$

2. Канал по якому рухається холодний теплоносій (вода).

Вихідні дані:

Швидкість теплоносія $w_2=0,332$ м/с.

Критерій Рейнольдса $Re=3098$.

Кількість пакетів $x_2=4$.

Приведена довжина каналу $L_n=0,89$ м.

Еквівалентний діаметр $d_e=7,4 \cdot 10^{-3}$ м.

Густина теплоносія $\rho_2=995$ кг/м³.

Діаметр штуцера $d_{um2}=0,2$ м.

Коефіцієнт гідравлічного опору при турбулентному режимі для каналу утвореного гофрованими пластинами:

$$\xi_2 = \frac{15}{Re^{0,25}} = \frac{15}{3098^{0,25}} = 2,01.$$

Швидкість руху холодного теплоносія (води) в штуцерах:

$$w_{um1} = \frac{G_1}{0,785d_{um1}^2\rho_1} = \frac{5,19}{0,785 \cdot 0,2^2 \cdot 995} = 0,166 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с}.$$

гідравлічний опір штуцерів можна не враховувати.

Гідравлічний опір теплообмінника для каналу по якому рухається холодний теплоносій:

$$\Delta P_2 = x_2 \xi_2 \frac{L_n}{d_e} \cdot \frac{\rho_2 w_2^2}{2} = 4 \cdot 2,01 \cdot \frac{0,89}{0,0074} \cdot \frac{995 \cdot 0,332^2}{2} = 53025 \text{ Па.}$$

3. РОЗРАХУНОК ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ

3.1. Визначення поверхні теплопередачі випарного апарату

Розрахувати та підібрати нормалізований варіант конструкції випарного апарату двокорпусної випарної установки. За наступними вихідними даними:

- продуктивність апарату по вихідному розчину, G_n 7,257 кг/с;
- початкова концентрація розчину в установці, x_n 5 %;
- кінцева концентрація розчину в установці, x_k 25 %;
- тиск насиченої водяної пари що обігріває перший корпус, P_{21} 0,2 МПа;
- тиск пари у барометричному конденсаторі, $P_{6к}$ 0,01 МПа.

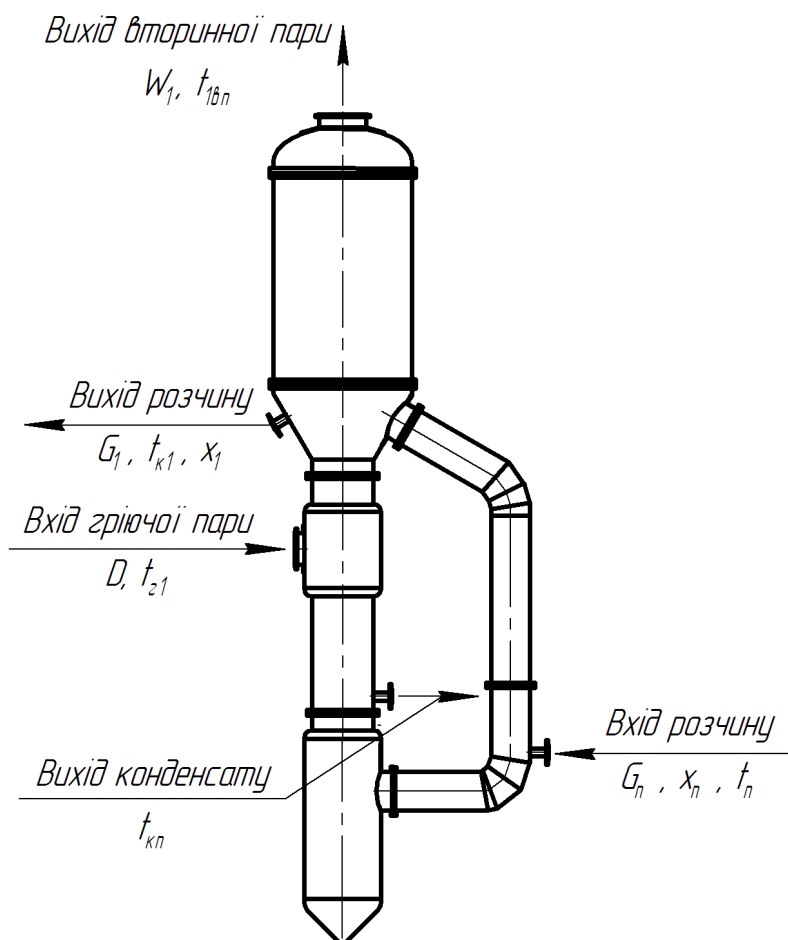


Рис.3.1. Схема випарного апарату

3.1.1. Концентрації розчину, що випарюється

Метою даного розрахунку є визначення поверхні теплопередачі першого корпусу випарної установки, температури кипіння розчину у апараті, а також концентрації розчину після апарату.

Для визначення теплового навантаження апарату, коефіцієнту теплопередачі та корисної різниці температур необхідно знати кількість води, що випарюється у апараті, концентрацію частково упареного розчину після апарату та температуру кипіння розчину у корпусі.

Для цього знайдемо загальну продуктивність установки по воді що випарюється [3]:

$$W = G_n \left(1 - \frac{x_n}{x_k}\right) = 7,257 \left(1 - \frac{5}{25}\right) = 5,806 \text{ кг / с},$$

де G_n – продуктивність апарату по вихідному розчину; x_n, x_k – відповідно початкова та кінцева концентрації розчину в установці

Для того щоб знайти навантаження апарату по воді що випарюється, розподілимо кількість випареної води у кожному корпусі установки наступним чином [1, 2]:

$$W_1 : W_2 = 1,0 : 1,1, \quad (3.1)$$

де W_1, W_2 – кількість випареної води відповідно у першому та другому корпусах.

Згідно з таким розподілом (1) знайдемо W_1 для першого апарату установки:

$$W_1 = \frac{1,0 \cdot W}{(1,0 + 1,1)} = \frac{5,806}{2,1} = 2,765 \text{ кг / с}.$$

Для другого корпусу:

$$W_2 = W - W_1 = 5,806 - 2,765 = 3,041 \text{ кг / с}.$$

Продуктивність по упареному розчину по корпусам:

$$\text{I корпус: } G_1 = G_n - W_1 = 7,257 - 2,765 = 4,492 \text{ кг / с};$$

$$\text{II корпус: } G_2 = G_n - W = 7,257 - 5,806 = 1,451 \text{ кг / с}.$$

Розрахуємо кінцеву концентрацію частково упареного розчину по корпусам:

$$\text{I корпус: } x_1 = \frac{G_n x_n}{G_n - W_1} = \frac{7,257 \cdot 5}{7,257 - 2,765} = 8,1 \%$$

$$\text{II корпус: } x_2 = \frac{G_n x_n}{G_n - W} = \frac{7,257 \cdot 5}{7,257 - 5,806} = 25 \%$$

3.1.2. Температури кипіння розчинів

Для визначення температури кипіння розчину потрібно визначити тиск вторинної та гріючої пари по корпусам. Загальний перепад тисків $\Delta P_{заг}$ в установці рівний різниці між тиском пари, що гріє перший корпус $P_{з1}$ та тиском пари у барометричному конденсаторі $P_{бк}$:

$$\Delta P_{заг} = P_{з1} - P_{бк} = 0,2 - 0,01 = 0,19 \text{ МПа}.$$

Приймаємо, що перепад тисків по корпусам розподіляється нарівно, тоді тиск гріючої пари другого корпусу (вторинна пара з першого корпусу):

$$P_{c2} = P_{c1} - \frac{\Delta P_{заг}}{2} = 0,2 - \frac{0,19}{2} = 0,105 \text{ МПа}.$$

За тисками парів знаходимо їх температури та ентальпії:

$$\begin{aligned} P_{c1} &= 0,2 \text{ МПа}; \quad t_{c1} = 119,6 \text{ }^\circ\text{C}; \quad I_1 = 2710 \text{ кДж / кг}; \\ P_{c2} &= 0,105 \text{ МПа}; \quad t_{c2} = 101,3 \text{ }^\circ\text{C}; \quad I_2 = 2681 \text{ кДж / кг}; \\ P_{\text{бк}} &= 0,01 \text{ МПа}; \quad t_{\text{бк}} = 45,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad I_{\text{бк}} = 2581 \text{ кДж / кг}. \end{aligned}$$

Температура кипіння розчину відрізняється від температури гріючої пари у наступному корпусі на суму втрат від температурної депресії – Δ' , гідростатичної депресії – Δ'' та гідродинамічної депресії – Δ''' .

Зазвичай значення гідродинамічної депресії приймається у межах 1,0 – 1,5 $^\circ\text{C}$ на корпус [2], приймаємо $\Delta'''=1\text{град}$. З урахуванням Δ''' температура вторинного пару:

- у I корпусі буде рівною:

$$t_{1\text{в.н.}} = t_{c2} + \Delta''' = 101,3 + 1 = 102,3 \text{ }^\circ\text{C};$$

- у II корпусі буде рівною:

$$t_{2\text{в.н.}} = t_{\text{бк}} + \Delta''' = 45,4 + 1 = 46,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для визначення гідростатичної депресії, потрібно знайти тиск у середньому шарі розчину що кипить, а отже потрібно знати висоту кип'ятильних труб l .

Для того щоб обрати необхідне значення l потрібно орієнтовно оцінити поверхню теплопередачі випарного апарату F_{op} . При кипінні речовин в апаратах з природною циркуляцією можна прийняти питоме теплове навантаження у межах: $q=20000-50000 \text{ Вт/м}^2$ [2]. Приймаємо $q=40000 \text{ Вт/м}^2$, тоді поверхня теплообміну першого корпусу апарату буде визначатися за формулою [3]:

$$F_{op} = \frac{Q}{q} = \frac{W_1 r_1}{q} = \frac{2,765 \cdot 2208 \cdot 10^3}{40000} = 152,6 \text{ м}^2,$$

де r_1 – теплота пароутворення вторинної пари при тиску насиченої пари $P_{c1}=0,2 \text{ МПа}$, $r_1=2208 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ [1].

Трубчаті випарні апарати з природною циркуляцією культуральної рідини та співвісною гріючою камерою складаються з кип'ятильних труб висотою 4 та 5 м і мають діаметр 38 мм та товщину стінки 2 мм [9]. Приймаємо висоту труб $l=5 \text{ м}$.

Тиск на середині кип'ятильних труб

- у I корпусі буде рівний:

$$\begin{aligned} P_{1\text{сеп}} &= P_{1\text{в.н.}} + \frac{l}{2} \rho_1 g (1 - \varepsilon) = 0,115 \cdot 10^6 + \frac{5}{2} \cdot 1045 \cdot 9,8 \cdot (1 - 0,5) = \\ &= 1,278 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,128 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де $P_{1\text{в.н.}}$ – тиск вторинної пари визначається при температурі $t_{1\text{в.н.}}=102,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{1\text{в.н.}}=0,115 \cdot 10^6 \text{ МПа}$ [5]; ρ_1 – густина розчину у першому корпусі $\rho_1=1045 \text{ кг/м}^3$ [5]; ε – об'ємна доля пари у киплячому розчині (паронаповнення) при

бульбашковому кипінні складає $\varepsilon=0,4-0,6$ [2], приймаємо середнє значення $\varepsilon=0,5$; l – висота кип’ятильних труб в апараті;

- у II корпусі буде рівний:

$$P_{2cep} = P_{2в.н.} + \frac{l}{2} \rho_2 g (1 - \varepsilon) = 0,0105 \cdot 10^6 + \frac{5}{2} \cdot 1085 \cdot 9,8 \cdot (1 - 0,5) = \\ = 0,2379 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,0238 \text{ МПа},$$

де $P_{2в.н.}$ – тиск вторинної пари визначається при температурі $t_{1в.н.}=46,6$ °С, $P_{2в.н.}=0,0105 \cdot 10^6$ МПа [5]; ρ_2 – густина розчину, у другому корпусі $\rho_2=1085$ кг/м³ [5].

Цьому тиску відповідає таке значення температури кипіння розчинника (води) [1]:

$$P_{1cep} = 0,128 \text{ МПа}; \quad t_{1cep} = 106,3 \text{ °С};$$

$$P_{2cep} = 0,0238 \text{ МПа}; \quad t_{1cep} = 62,7 \text{ °С}.$$

Визначимо гідростатичну депресію:

- у I корпусі:

$$\Delta_1'' = t_{1cep} - t_{1в.н.} = 106,3 - 102,3 = 4 \text{ град};$$

- у II корпусі:

$$\Delta_2'' = t_{2cep} - t_{2в.н.} = 62,7 - 46,2 = 16,5 \text{ град}.$$

Температурна депресія рівна різниці між температурою кипіння розчину та температурою кипіння чистого розчинника за однакових тисків. Величину Δ' за будь-якого тиску можна визначити з рівняння І.А.Тищенко [3]:

- у I корпусі:

$$\Delta_1' = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{\Delta'_{атм1} T_1^2}{r_1} = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{1,4 \cdot (379,3)^2}{2243} = 1,45 \text{ град}.$$

де T_1 – температура кипіння чистого розчинника у K за даного тиску $T_1=t_{1cep}+273=106,3+273=379,3$ К; r_1 – теплота пароутворення вторинної пари; $\Delta'_{атм1}$ – температурна депресія за атмосферного тиску $\Delta'_{атм1}=1,4$ град [4].

- у II корпусі:

$$\Delta_2' = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{\Delta'_{атм2} T_2^2}{r_2} = 1,62 \cdot 10^{-2} \frac{6,1 \cdot (335,7)^2}{2347} = 4,74 \text{ град}.$$

де T_2 – температура кипіння чистого розчинника у K за даного тиску $T_2=t_{2cep}+273=62,7+273=335,7$ К; r_2 – теплота пароутворення вторинної пари; $\Delta'_{атм2}$ – температурна депресія за атмосферного тиску $\Delta'_{атм2}=6,1$ град [4].

Температура кипіння розчину з урахування депресій буде визначатись за формулою:

- у I корпусі:

$$t_{k1} = t_{2,2} + \Delta_1' + \Delta_1'' + \Delta_1''' = 101,3 + 1,45 + 4 + 1,0 = 107,75 \text{ °С};$$

- у II корпусі:

$$t_{k2} = t_{\text{ок}} + \Delta_2' + \Delta_2'' + \Delta_2''' = 45,4 + 4,74 + 16,5 + 1,0 = 67,62 \text{ °С}.$$

3.1.3. Корисна різниця температур

Корисна різниця температур по корпусам визначається як різниця температури гріючої пари та температури кипіння розчину, і буде рівна:

$$\Delta t_{\kappa 1} = t_{\kappa 1} - t_{\kappa 1} = 119,6 - 107,75 = 11,85^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\kappa 2} = t_{\kappa 2} - t_{\kappa 2} = 101,3 - 67,62 = 33,68^{\circ}\text{C}.$$

Загальна корисна різниця температур:

$$\Delta t_{\kappa} = \Delta t_{\kappa 1} + \Delta t_{\kappa 2} = 11,85 + 33,68 = 45,53^{\circ}\text{C}.$$

Знайдемо теплове навантаження по корпусам [1]:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 1,03 \cdot [G_n c_n (t_{\kappa 1} - t_n) + W_1 (I_2 - c_{\sigma} t_{\kappa 1})] = \\ &= 1,03 \cdot [7,257 \cdot 2700 \cdot (107,74 - 40) + 2,765 \cdot (2681 \cdot 10^3 - 4190 \cdot 107,75)] = \\ &= 7,717 \cdot 10^6 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= 1,03 \cdot [(G_n - W_1) c_n (t_{\kappa 2} - t_{\kappa 1}) + W_2 (I_{\sigma\kappa} - c_{\sigma} t_{\kappa 2})] = \\ &= 1,03 \cdot [(7,257 - 2,765) \cdot 2700 \cdot (67,62 - 107,75) + 3,041 \cdot (2581 \cdot 10^3 - 4190 \cdot 67,62)] = \\ &= 6,696 \cdot 10^6 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

де 1,03 – коефіцієнт, що враховує 3% втрати тепла у навколишнє середовище; c_n – теплоємність вихідного розчину, $c_n = 2700 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ [5]; t_n – початкова температура розчину, $t_n = 60^{\circ}\text{C}$; c_{σ} – теплоємність вторинної пари $c_{\sigma} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ [1].

Визначимо витрату гріючої пари [3]:

$$D = \frac{Q_1}{I_1 - I_{\text{нк}}} = \frac{7,717 \cdot 10^6}{2681 \cdot 10^3 - 721 \cdot 10^3} = 2,773 \text{ кг/с},$$

де $I_{\text{нк}}$ – ентальпія парового конденсату, $I_{\text{нк}} = 721 \text{ кДж}/\text{кг}$ [1].

Основні розрахункові величини:

Параметр:	I корп.	II корп.
- продуктивність по воді, що випарюється, $\text{кг}/\text{с}$	2,765	3,041
- концентрація на виході з апарату, %	8,1	25
- тиск гріючої пари, МПа	0,2	0,115
- тиск вторинної пари, МПа	0,115	0,0105
- температура гріючої пари, $^{\circ}\text{C}$	119,6	102,3
- корисна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$	11,85	33,68
- температурні втрати, $\Sigma\Delta$, $^{\circ}\text{C}$	6,45	22,22
- температура кипіння культуральної рідини, $^{\circ}\text{C}$	107,75	67,62
- температура вторинної пари, $^{\circ}\text{C}$	102,3	46,2

3.1.4. Вибір конструкційних матеріалів

Обираємо конструкційний матеріал, який буде стійким до культуральної рідини в інтервалі концентрацій від 5 до 25 % [1]. В таких умовах хімічно стійкою є сталь марки Х17. Швидкість корозії якої не перевищує 0,1 мм/год, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{cm}=25,1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

3.1.5. Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі

Для визначення коефіцієнту теплопередачі необхідно знайти: коефіцієнти α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі відповідно від пари що конденсується до стінки та від стінки до розчину; $\Sigma(\delta/\lambda)$ – сумарний термічний опір стінки кип'ятильних труб.

Сумарний термічний опір рівний сумі термічних опорів стінки δ_{cm}/λ_{cm} та накипу зі сторони розчину δ_n/λ_n , де δ_{cm} – товщина стінки кип'ятильної труби, приймаємо $\delta_{cm}=2 \text{ мм}$ [10]; δ_n – товщина шару накипу, приймаємо $\delta_n=0,5 \text{ мм}$; λ_n – коефіцієнт теплопровідності шару накипу, $\lambda_n=12 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ [2].

$$\Sigma \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} = \frac{0,002}{46,5} + \frac{0,0005}{22} = 0,847 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари що конденсується до стінки апарату визначається за формулою [1]:

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{r_1 \cdot \rho_{к1}^2 \cdot \lambda_{к1}^3}{\mu_{к1} \cdot l \cdot \Delta t_1}} = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{2710 \cdot 10^3 \cdot 943^2 \cdot 0,686^3}{0,231 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 2}} = 8739 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де r_1 – питома теплота пароутворення при температурі насиченої пари $t_{c1}=119,6^\circ\text{C}$, $r_1=2710 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$; $\rho_{к1}$ – густина конденсату $\rho_{к1}=943 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\lambda_{к1}$ – коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_{к1}=0,686 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; $\mu_{к1}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_{к1}=0,231 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, [2]; l – висота кип'ятильних труб, $l=5 \text{ м}$ [10]; Δt_1 – різниця температур конденсату та стінки, у першому наближенні приймаємо $\Delta t_1=2 \text{ град}$ [1,2].

Для сталого процесу передачі тепла, застосовується рівняння [2]:

$$q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = \frac{\Delta t_{cm}}{\Sigma \frac{\delta}{\lambda}} = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 \quad (3.2)$$

де q – питоме теплове навантаження; Δt_{cm} – перепад температури на стінці труби; Δt_2 – різниця між температурою стінки труби зі сторони розчину і температурою кипіння розчину.

З рівняння (2) визначимо Δt_{cm} :

$$\Delta t_{cm} = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 \cdot \Sigma \frac{\delta}{\lambda} = 8739 \cdot 2 \cdot 0,847 \cdot 10^{-4} = 1,48 \text{ град}.$$

Тоді перепад температур між стінкою та киплячим розчином буде:

$$\Delta t_2 = \Delta t_k - \Delta t_{cm} - \Delta t_1 = 11,85 - 2 - 1,48 = 8,37 \text{ град}.$$

Коефіцієнт α_2 для бульбашкового кипіння в вертикальних кип'ятильних трубах за умови природної циркуляції чисельно буде рівний [3]:

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= A \cdot q^{0,6} = 780 \cdot q^{0,6} \cdot \frac{\lambda_1^{1,3} \cdot \rho_1^{0,5} \cdot \rho_{nl}^{0,06}}{\sigma_1^{0,5} \cdot r_1^{0,6} \cdot \rho_0^{0,66} \cdot c_1^{0,3} \cdot \mu_1^{0,3}} = \\ &= 780 \cdot q^{0,6} \cdot \frac{0,375^{1,3} \cdot 1045^{0,5} \cdot 1,494^{0,06}}{0,068^{0,5} \cdot (2117 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot 0,579^{0,66} \cdot (2700 \cdot 10^3)^{0,3} \cdot (0,1 \cdot 10^{-3})^{0,3}} = \\ &= 9,595 \cdot (\alpha_1 \cdot \Delta t_1)^{0,6} = 9,595 \cdot (8739 \cdot 2)^{0,6} = 3369 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},\end{aligned}$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності киплячого розчину, $\lambda_1=0,357 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; ρ_1, ρ_{nl} – густини відповідно розчину, що кипить та пари води, що випарюється, $\rho_1=1045 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_{nl}=1,494 \text{ кг}/\text{м}^3$; σ_1 – поверхневий натяг, $\sigma_1=0,068 \text{ Н}/\text{м}$; c_1, μ_1 – теплоємність та коефіцієнт динамічної в'язкості розчину, $c_1=2700 \text{ Дж}/\text{кг}$, $\mu_1=0,1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$, [2].

Перевіримо правильність вибору Δt_1 за рівністю питомих теплових навантажень:

$$q' = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = 8739 \cdot 2 = 17478 \text{ Вт} / \text{м}^2;$$

$$q'' = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 = 3369 \cdot 8,37 = 28204 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Оскільки $q' \neq q''$, у другому наближенні приймаємо $\Delta t_1=4 \text{ град}$:

Оскільки можна знехтувати зміною фізичних властивостей конденсату при зміні температури на 2 град , розрахуємо коефіцієнт α_1 за таким співвідношенням:

$$\alpha_1 = 8739 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{4}} = 7349 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\Delta t_{cm} = 7349 \cdot 4 \cdot 0,847 \cdot 10^{-4} = 2,498 \text{ град};$$

$$\Delta t_2 = 11,85 - 4 - 2,498 = 5,36 \text{ град};$$

$$\alpha_2 = 9,595 \cdot (7349 \cdot 10)^{0,6} = 4603 \frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$q' = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = 7349 \cdot 4 = 29394 \text{ Вт} / \text{м}^2;$$

$$q'' = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 = 4603 \cdot 5,36 = 24674 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Оскільки $q' \neq q''$, у другому наближенні приймаємо $\Delta t_1=3,5 \text{ град}$:

Оскільки можна знехтувати зміною фізичних властивостей конденсату при зміні температури на $0,5 \text{ град}$, розрахуємо коефіцієнт α_1 за таким співвідношенням:

$$\alpha_1 = 7349 \cdot \sqrt[4]{\frac{4}{3,5}} = 7598 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\Delta t_{cm} = 7598 \cdot 3,5 \cdot 0,847 \cdot 10^{-4} = 2,252 \text{ град};$$

$$\alpha_2 = 9,595 \cdot (7598 \cdot 10)^{0,6} = 4334 \frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$q' = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = 7598 \cdot 3,5 = 26593 \text{ Вт} / \text{м}^2;$$

$$q'' = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 = 4334 \cdot 6,1 = 26430 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

Оскільки розходження між тепловими навантаженнями не перевищує 5 %, розрахунок коефіцієнтів α_1 і α_2 вважаємо закінченим.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі:

$$k_1 = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum \delta/\lambda + 1/\alpha_2} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{7595} + 0,847 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{4334}} = 2237 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3.1.6. Уточнений розрахунок поверхні теплообміну

Розрахуємо поверхню теплообміну:

$$F_1 = \frac{7,717 \cdot 10^6}{2237 \cdot 11,85} = 159,86 \text{ м}^2.$$

Вибираємо стандартний випарний апарат з винесеною циркуляційною трубою та співвісною грійною камерою [9]. Основні характеристики апарату:

- поверхня теплообміну, F_1	160 м^2 ;
- діаметр кип'ятильних труб, d	38×2 мм;
- висота труб, l	5000 мм;
- діаметр грійної камери, D_2	800 мм;
- діаметр сепаратора, D_c	1800 мм;
- діаметр циркуляційної труби, D_u	500 мм;
- загальна висота апарату, H	14300 мм.

3.2. Визначення товщини теплової ізоляції

Розрахунок товщини теплової ізоляції

Товщину теплової ізоляції $\delta_{із}$, знаходять із рівності питомих теплових потоків через шар ізоляції від поверхні ізоляції в навколишнє середовище:

$$\alpha_3 (t_{cm2} - t_n) = \frac{\lambda_{із}}{\delta_{із}} (t_{cm1} - t_{cm2}),$$

де $\alpha_3 = 9,34 + 0,058 t_{cm2}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляційного матеріалу в навколишнє середовище, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; t_{cm2} – температура ізоляції з боку навколишнього середовища (повітря): для апаратів, що працюють у закритому приміщенні t_{cm2} вибирають в інтервалі 35-45 °С, а для апаратів, які працюють на відкритому повітрі в зимовий час, – в інтервалі 0-10 °С; t_{cm1} – температура ізоляції з боку апарата; з огляду на незначний термічний опір стінки апарата порівняно з термічним опором шару ізоляції t_{cm1} приймають рівною температурі грійної пари; t_n –

температура навколишнього середовища (повітря), °С; λ_{iz} – коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, $Вт/(м \cdot К)$.

Рохраховуємо товщину теплової ізоляції для 1-го корпусу.

Приймаємо $t_{cm2}=40$ °С.

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі в оточуюче середовища:

$$\alpha_3 = 9,34 + 0,058 \cdot 40 = 11,66 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К).$$

В якості ізоляційного матеріалу приймаємо базальтовий мат PAROC Hvac Lamella із коефіцієнтом теплопровідності 0,039 Вт/(м К) при 10 °С і 0,057 Вт/(м К) при 125 °С.

Товщина ізоляції:

$$\delta_{iz} = \frac{\lambda_{iz} (t_{cm1} - t_{cm2})}{\alpha_3 (t_{cm2} - t_n)} = \frac{0,056(119,6 - 40)}{11,66(40 - 20)} = 0,019 \text{ м}.$$

Приймаємо товщину ізоляції 19 мм і для другого корпусу.

3.3. Розрахунок барометричного конденсатора

Для створення вакууму у випарних установках зазвичай застосовують конденсатори змішування з барометричною трубою. Як охолоджувальний агент використовують воду, яку подають у конденсатор найчастіше за температури навколишнього середовища (близько 20 °С). Суміш охолоджувальної води і конденсату виливається з конденсатора по барометричній трубі. Для підтримання сталого вакууму в системі з конденсатора за допомогою вакуум-насоса відкачують гази, що не конденсуються.

Необхідно розрахувати витрату охолоджувальної води, основні розміри (діаметр і висоту) барометричного конденсатора і барометричної труби, продуктивність вакуум-насоса.

3.3.1. Витрата охолоджувальної води

Витрату охолоджувальної води $G_в$ визначають із теплового балансу конденсатора:

$$G = \frac{W_2 (I_{б.к.} - c_в t_k)}{c_в (t_k - t_n)},$$

де $I_{б.к.}$ – ентальпія парів у барометричному конденсаторі, $Дж/кг$; t_n – початкова температура охолоджувальної води, °С; t_k – кінцева температура суміші води і конденсату, °С.

Різниця температур між парою і рідиною на виході з конденсатора має бути 3-5 град. Тому кінцеву температуру води t_k на виході з конденсатора прийmemo на 3 град нижчою за температуру конденсації пари:

$$t_k = t_{б.к.} - 3 = 45,4 - 3 = 42,4 \text{ °С}.$$

Тоді:

$$G_g = \frac{W_2 (I_{\bar{o}.k.} - c_g t_k)}{c_g (t_k - t_n)} = \frac{3,041(2581 \cdot 10^3 - 4190 \cdot 42,4)}{4190(42,4 - 20)} = 77,87 \text{ кг/с.}$$

3.3.2 Діаметр конденсатора

Діаметр барометричного конденсатора визначають із рівняння витрати:

$$d_{\bar{o}.k.} = \sqrt{\frac{4W_2}{\rho \pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,041}{0,065 \cdot 3,14 \cdot 25}} = 1,544 \text{ м,}$$

де ρ – густина парів при тиску в барометричному конденсаторі, кг/м^3 ; v – швидкість парів, за залишкового тиску в конденсаторі близько 10^4 Па швидкість парів $v = 15\text{-}25 \text{ м/с}$.

За [9] підбираємо конденсатор діаметром, що дорівнює розрахунковому або найближчому більшому. Визначаємо його основні розміри. Вибираємо барометричний конденсатор діаметром $d_{\bar{o}.k.} = 1600 \text{ мм}$.

3.3.3 Висота барометричної труби

Відповідно до нормалей [9], внутрішній діаметр барометричної труби $d_{\bar{o}m}$ дорівнює 300 мм. Швидкість води в барометричній трубі

$$v_g = \frac{4(G_g + W_2)}{\rho_g \pi d_{\bar{o}m}^2} = \frac{4(77,87 + 3,041)}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2} = 1,145 \text{ м/с.}$$

Висота барометричної труби

$$H_{\bar{o}m} = \frac{B}{\rho_g g} + \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{H_{\bar{o}m}}{d_{\bar{o}m}} \right) \frac{v_g^2}{2g} + 0,5$$

де B – вакуум у барометричному конденсаторі, Па ; $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів; λ – коефіцієнт тертя в барометричній трубі; 0,5 – запас висоти на можливу зміну барометричного тиску, м.

$$B = P_{\text{атм}} - P_{\bar{o}k} = 9,8 \cdot 10^4 - 1 \cdot 10^4 = 8,8 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

$$\sum \xi = \xi_{\text{ex}} + \xi_{\text{вих}} = 0,5 + 1 = 1,5,$$

де ξ_{ex} , $\xi_{\text{вих}}$ – коефіцієнти місцевих опорів на вході в трубу і на виході з неї.

Коефіцієнт тертя λ залежить від режиму течії рідини. Визначимо режим течії води в барометричній трубі:

$$\text{Re} = \frac{v_g d_{\bar{o}m} \rho_g}{\mu_g} = \frac{1,145 \cdot 0,3 \cdot 1000}{10^{-3}} = 3,43 \cdot 10^5.$$

При турбулентному русі по сталевих і чавунних трубах коефіцієнт тертя визначається по формулі Коо [5]:

$$\lambda = 0,014 + \frac{1,056}{\text{Re}^{0,42}} = 0,014 + \frac{1,056}{(3,43 \cdot 10^5)^{0,42}} = 0,019.$$

Підставляємо значення у формулу визначення висоти труби:

$$H_{\text{бт}} = \frac{8,8 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9,81} + \left(1 + 1,5 + 0,019 \frac{H_{\text{бт}}}{0,3} \right) \frac{1,145^2}{2 \cdot 9,81} + 0,5,$$

Звідки $H_{\text{бт}}=9,69$ м.

3.4. Розрахунок продуктивності вакуум-насоса

Продуктивність вакуум-насоса $G_{\text{нов}}$ визначається кількістю газу (повітря), який необхідно видаляти з барометричного конденсатора:

$$G_{\text{нов}} = 2,5 \cdot 10^{-5} (W_2 + G_в) + 0,01W_2 = \\ = 2,5 \cdot 10^{-5} (3,041 + 77,87) + 0,01 \cdot 3,041 = 0,036 \text{ кг / с},$$

де $2,5 \cdot 10^{-5}$ – кількість газу, що виділяється з 1 кг води; 0,01 – кількість газу, що затягується в конденсатор через нещільності, на 1 кг парів.

Об'ємна продуктивність вакуум-насоса дорівнює:

$$V_{\text{нов}} = \frac{R(273 + t_{\text{нов}})G_{\text{нов}}}{M_{\text{нов}}P_{\text{нов}}} = \\ = \frac{8310(273 + 26,24)0,036}{29 \cdot 0,744 \cdot 10^4} = 0,415 \text{ м}^3 / \text{с},$$

де R – універсальна газова стала, Дж/(кмоль·К); $M_{\text{нов}}$ – молекулярна маса повітря, кг/кмоль; $t_{\text{нов}}$ – температура повітря, °С; $P_{\text{нов}}$ – парціальний тиск сухого повітря в барометричному конденсаторі, Па.

Температуру повітря розраховують за рівнянням

$$t_{\text{нов}} = t_n + 4 + 0,1(t_k - t_n) = \\ = 20 + 4 + 0,1(42,4 - 20) = 26,24 \text{ °С}.$$

Тиск повітря дорівнює:

$$P_{\text{нов}} = P_{\text{бк}} - P_n = 1 \cdot 10^4 - 0,023 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 0,774 \cdot 10^4 \text{ Па},$$

де P_n – тиск сухої насиченої пари (Па) при $t_{\text{нов}}=27$ °С.

Знаючи об'ємну продуктивність і залишковий тиск, за каталогом [9] підбираємо вакуум-насос типу ВВН-25 потужністю на валу, $P=48$ кВт.

4. РОЗРАХУНОК ФЕРМЕНТЕРА

Процеси, що пов'язані з культивуванням мікроорганізмів, відбуваються в апаратах, які називають ферментерами [1, 2, 4].

За призначенням ферментери поділяють на ті, в яких вирощується біомаса, та ті, в яких мікроорганізми культивуються для накопичення певного метаболіту.

За способом культивування ферментери поділяють на апарати неперервної та періодичної дії.

За стерильністю ферментери поділяють на герметичні та ті, що не потребують строгої стерильності.

За конструктивними ознаками розрізняють ферментери з дифузором та турбіною, з рухомими аераторами, з механічними мішалками, із зовнішнім циркуляційним контуром, колонні ферментери та ферментери з ежекційною системою аерації.

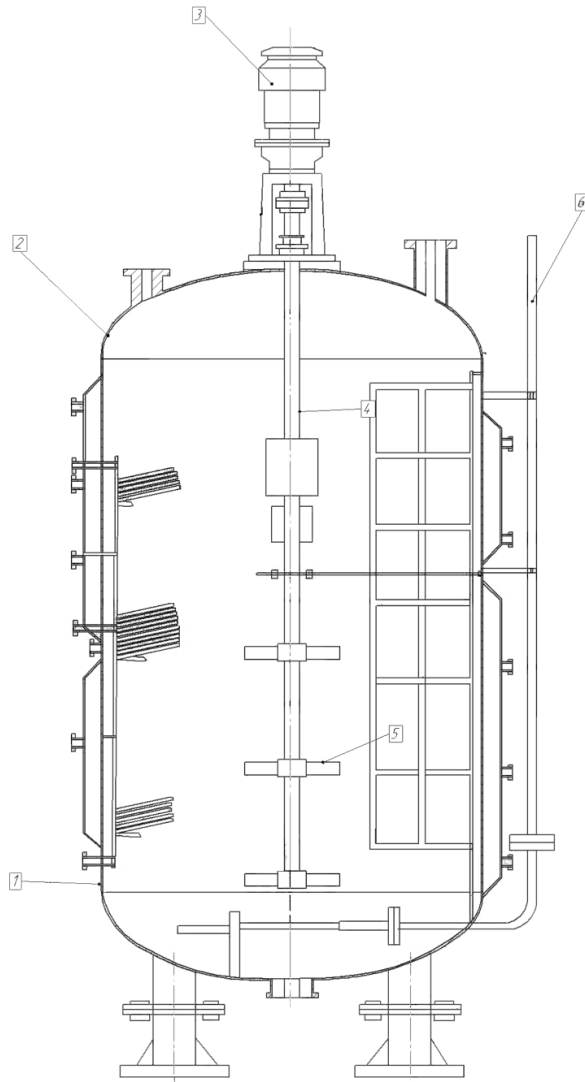


Рис. 4.1. Схема ферментера з механічним перемішуванням і барботером: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – привід перемішуючого пристрою; 4 – вал

перемішуючого пристрою; 5 – триярусний перемішуючий пристрій; 6 – барботер

Ферментери з механічним перемішуванням мають механічну мішалку, що складається з центрального валу і лопатей різної форми. Аерація може здійснюватися шляхом барботування повітря через шар рідини. Диспергуванню повітря у вигляді дрібних бульбашок сприяє механічний вібратор, встановлений поруч з барботером.

4.1. Конструктивний розрахунок

Розрахувати та підібрати нормалізований варіант конструкції ферментеру. За наступними вихідними даними:

Об'єм:	$V_n=100 \text{ м}^3$
Робочий об'єм:	$V_p=75 \text{ м}^3$
Коефіцієнт заповнення:	$\phi_{зан}=0,75$
Витрати повітря:	$W_{\varepsilon}=1,12 \text{ м}^3/\text{с}$
Температура:	
- робочого середовища	$t_p=32 \text{ }^\circ\text{C}$
- стерильного повітря	$t_{\varepsilon}=60 \text{ }^\circ\text{C}$
- охолоджуючої води	$t_{\delta}=10 \text{ }^\circ\text{C}$
Концентрація розчиненого кисню:	$C=0,1C_p$
Теплофізичні показники робочого середовища:	
- густина	$\rho_p=1068 \text{ кг/м}^3$
- теплоємність	$c_p=3759 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град)}$
- динамічна в'язкість	$\mu_p=1,5\cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$
- коефіцієнт теплопровідності	$\lambda_p=0,52 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$
- критерій Прандтля	$Pr_p=10,843$
-поверхневий натяг рідини	$\sigma_p=7,12\cdot 10^{-2} \text{ Н/м}$

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Робочий об'єм ферментеру розраховуємо за формулою :

$$V_p = V_n \cdot \phi = 100 \cdot 0,75 = 75 \text{ м}^3.$$

де ϕ - коефіцієнт заповнення ферментеру, що обирається в межах $\phi = 0,65 \div 0,75$. Задаємося значенням $\phi = 0,75$.

Приймаємо розмір внутрішнього діаметра ферментеру: $D_{\text{вн}} = 3600 \text{ мм}$. Висота корпусу апарата $H_a = 10400 \text{ мм}$. Далі за нормативними документами обираємо апарат з еліптичним днищем і кришкою, що знімається, сорочкою, трьох ярусною відкритою турбінною мішалкою, змієвиком і барботером.

Об'єм циліндричної частини апарату:

$$V_{\text{ц}} = V_n - 2 \cdot V_{\text{дн}} = 100 - 2 \cdot 4,694 = 90,61 \text{ м}^3.$$

Висота циліндричної частини апарату:

$$H_u = \frac{4 \cdot V_u}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 90,61}{3,14 \cdot 3,6^2} = 8,9 \text{ м.}$$

4.2. Розрахунок потужності перемішування

У ферментері утворюється газорідина система з високим вмістом повітря. Для інтенсивного перемішування газорідинної системи, вибираємо турбінні мішалки.

Тиск на вході становить:

$$P_n = P + \rho_p \cdot g \cdot H_p = 1,01 \cdot 10^5 + 1068 \cdot 9,81 \cdot 7,8 = 1,83 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

де H_p – висота стовпа рідини у ферментері, яку знаходять за рівнянням :

$$H_p = H_a \cdot 0,75 = 10,4 \cdot 0,75 = 7,8 \text{ м.}$$

Масова частка кисню на виході з ферментера визначається за формулою:

$$y_k = \frac{W_z \rho_B y_n - \frac{dM}{d\tau}}{W_z \rho_B - \frac{dM}{d\tau}} = \frac{W_z \rho_B y_n - q_{VC} V_P}{W_z \rho_B - q_{VC} V_P} =$$

$$\frac{1,12 \cdot 1068 \cdot 0,232 - 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 75}{1,12 \cdot 1068 - 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 75} = 0,116,$$

де $y_n = 0,232$ - масова частка кисню в атмосферному повітрі.

Використовуючи знайдені значення y і P , розрахуємо рівноважні концентрації кисню на вході і виході з ферментера:

$$C_p^n = \frac{\rho_{ж} M_z P_n y_n}{M_p m_{px}} = \frac{1068 \cdot 32 \cdot 1,83 \cdot 10^5 \cdot 0,232}{34,03 \cdot 5,13 \cdot 10^9} = 8,31 \cdot 10^{-3} \text{ кг / м}^3$$

$$C_p^k = \frac{\rho_{ж} M_z P_k y_k}{M_p m_{px}} = \frac{1068 \cdot 32 \cdot 1,83 \cdot 10^5 \cdot 0,116}{34,03 \cdot 5,13 \cdot 10^9} = 4,15 \cdot 10^{-3} \text{ кг / м}^3,$$

де $M_z = 32$ – молекулярна маса кисню; $M_p = 34,03$ – молекулярна маса рідини; $m_{px} = 5,13 \cdot 10^9 \text{ Па}$ – константа фазової рівноваги, що встановлює зв'язок між парціальним тиском кисню в повітрі та його концентрацією в рідкій фазі.

Рівноважна концентрація для системи рідина-повітря:

$$C_p = \frac{C_p^n + C_p^k}{2} = \frac{8,31 \cdot 10^{-3} + 4,15 \cdot 10^{-3}}{2} = 6,23 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Поточну концентрація кисню, який розчинений у рідині, в процесі культивування при повному перемішуванні в усіх точках ферментера знаходимо з рівняння:

$$C = 0,1 \cdot C_p = 0,1 \cdot 6,23 \cdot 10^{-3} = 6,23 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Різниця концентрацій на вході повітря у ферментер:

$$\Delta C_{\delta} = C_p^n - C = 8,31 \cdot 10^{-3} - 6,23 \cdot 10^{-4} = 7,68 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Різниця концентрацій на виході повітря з ферментеру:

$$\Delta C_m = C_p^k - C = 4,15 \cdot 10^{-3} - 6,23 \cdot 10^{-4} = 3,53 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Середня різниця концентрацій:

$$\Delta C_{cp} = \frac{\Delta C_{\delta} - \Delta C_m}{\ln \frac{\Delta C_{\delta}}{\Delta C_m}} = \frac{7,68 \cdot 10^{-3} - 3,53 \cdot 10^{-3}}{\ln \frac{7,68 \cdot 10^{-3}}{3,53 \cdot 10^{-3}}} = 5,34 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Об'ємний коефіцієнт масо передачі:

$$K_V = \frac{q_{Vc}}{\Delta C_{cp}} = \frac{0,9 \cdot 10^{-3}}{5,34 \cdot 10^{-3}} = 0,168 \text{ с}^{-1};$$

Приведена швидкість повітря, віднесена до поперечного перерізу ферментера:

$$\omega = \frac{4 \cdot W_z}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 1,12}{3,14 \cdot 3,6^2} = 0,11 \text{ с}^{-1};$$

Для знаходження відносного газу вмісту ϕ прийемо значення питомої потужності $N_v = 1,5 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}$:

$$\begin{aligned} \phi &= \left(\frac{\omega}{\omega_0} \cdot \phi \right)^{0,5} + 3,42 \times 10^{-2} \cdot \frac{N_v^{0,4} \cdot \rho_p^{0,2}}{\sigma_p^{0,6}} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{0,5} = \\ &= \left(\frac{0,11}{0,45} \cdot \phi \right)^{0,5} + 3,42 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,5^{0,4} \cdot 1068^{0,2}}{(7,12 \cdot 10^{-2})^{0,6}} \cdot \left(\frac{0,11}{0,45} \right)^{0,5} = 0,49 \cdot \phi^{0,5} + 0,39, \end{aligned}$$

де ω_0 - швидкість вільного підйому бульбашок газу ($\omega_0 = 0,45 \frac{\text{м}}{\text{с}}$);

σ_p - поверхневий натяг рідини ($\sigma_p = 7,12 \times 10^{-2} \frac{\text{Н}}{\text{м}}$).

Розв'язуємо рівняння $\phi = 0,49 \cdot \phi^{0,5} + 0,39$, звідки $\phi = 0,83$, тоді:

$$N_v = \left(\frac{K_V}{0,171 \cdot \phi^{0,67}} \right)^{\frac{1}{0,44}} = \left(\frac{0,168}{0,171 \cdot 0,83^{0,67}} \right)^{\frac{1}{0,44}} = 1,25 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}.$$

Так як отримане значення мало відрізняється від прийнятого, тому в подальших уточненнях немає необхідності.

4.3. Розрахунок перемішуючого пристрою

Для інтенсифікації перемішування, а також враховуючи висоту апарата, приймаємо три відкриті турбінні мішалки.

Обираємо зі стандартного ряду частоту обертання мішалки $n = 3,33 \text{ c}^{-1}$.
 Приймаємо попередньо значення критерія Ейлера для мішалки Eu_M рівним такому для відкритої турбінної мішалки з параметрами: $\Gamma_{D_0} = \Gamma_{H_0} = 3$;
 $\Gamma_{n_0} = 1$; $\Gamma_{\epsilon_0} = 0,2$; $Eu_M = 6$.

Потужність перемішування газорідної системи:

$$N_{p-z} = N_V \cdot V_p = 1,25 \cdot 75 = 93,75 \text{ кВт};$$

Знаходимо діаметр мішалки:

$$d_M = \left[\frac{N_{p-z} \cdot W_z^{0,25}}{0,695 \cdot (Eu_M \cdot \rho_p)^{0,9} \cdot n^{3,15}} \right]^{1/5,85} =$$

$$= \left[\frac{93,75 \cdot 1,12^{0,25} \cdot 10^3}{0,695 \cdot (6 \cdot 1068)^{0,9} \cdot 3,33^{3,15}} \right]^{1/5,85} = 1,004 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_M = 1000 \text{ мм}$; $h_1 = 90 \text{ мм}$; $S = 10 \text{ мм}$.

Уточнюємо значення Eu_M :

Симплекси геометричної подібності:

$$\Gamma_D = \frac{D}{d_M} = \frac{3,6}{1} = 3,6, \quad \Gamma_H = \frac{H}{d_M} = \frac{10,4}{1} = 10,4,$$

$$\Gamma_\epsilon = \frac{0,1 \cdot D}{d_M} = \frac{0,1 \cdot 3,6}{1} = 0,36$$

$Eu_{M_0} = 6$ – критерій Ейлера для експериментальної мішалки.

$$Eu_M = Eu_{M_0} \left(\frac{\Gamma_D}{\Gamma_{D_0}} \right)^{-0,33} \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H_0}} \right)^{0,5} \left(\frac{\Gamma_B}{\Gamma_{B_0}} \right)^{0,3} =$$

$$= 6 \left(\frac{3,6}{3} \right)^{-0,33} \left(\frac{10,4}{3} \right)^{0,5} \left(\frac{0,36}{0,3} \right)^{0,3} = 11,08.$$

Коефіцієнт опору для турбінної мішалки $\xi_M = 8,4$.

Визначаємо допоміжний параметр θ :

$$\theta = \frac{2 \cdot \Gamma_D \cdot z_n \cdot H}{\xi_M \cdot D \cdot z_M} \cdot \ln \frac{D}{D - 2b} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 10,4}{8,4 \cdot 3,6 \cdot 3} \cdot \ln \frac{3,6}{3,6 - 2 \cdot 0,2} = 0,107,$$

де Γ_D ; b - параметри мішалки ($\Gamma_D = 3,6$; $b = 0,2 \text{ м}$);

z_n - кількість відбиваючих перегородок (відсутні);

z_M - кількість мішалок ($z_M = 3$).

Приймаємо коефіцієнт $K_M = 0,1$.

Знову уточнюємо значення $Eu_M = 4 \cdot \xi_M \cdot z_M \cdot K_M = 4 \cdot 8,4 \cdot 3 \cdot 0,1 = 10,08$.

Приймаємо це значення для подальших розрахунків.

Уточнюємо потужність перемішування газорідної системи:

$$N_{p-z} = 0,695 \cdot \frac{(Eu_m \cdot \rho_p)^{0,9} \cdot n^{3,15} \cdot d_m^{5,85}}{W_z^{0,25}} =$$
$$= 0,695 \cdot \frac{(10,08 \cdot 1068)^{0,9} \cdot 3,33^{3,15} \cdot 1^{5,85}}{1,12^{0,25}} = 116,354 \text{ кВт.}$$

Питома потужність перемішування газорідної системи:

$$N_v = \frac{N_{p-z}}{V_p} = \frac{116,354}{75} = 1,55 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}.$$

Порівнюємо раніше отримане значення N_v :

$$1,55 > 1,25,$$

таким чином мішалка забезпечить необхідну швидкість масообміну.

За значенням N_{p-z} вибираємо привід перемішуючого пристрою.

Номинальна потужність електродвигуна приводу з урахуванням ККД редуктора ($\eta = 0,9$):

$$N_e = \frac{N_{p-z}}{\eta} = \frac{116,354}{0,9} = 130 \text{ кВт}$$

4.4. Тепловий розрахунок ферментера

Відомі конструкції ферментерів як з внутрішнім, так і з зовнішнім розташуванням теплообмінних пристроїв. В апаратах з невеликими номінальними об'ємами переважно використовують зовнішній теплообмінний елемент у вигляді гладкої сорочки. Переваги цього типу теплообмінного пристрою полягають в наступному: не загромождається внутрішній об'єм апарата, що полегшує його експлуатацію; виключається можливість попадання в апарат сторонньої мікрофлори через порушення герметичності теплообмінного пристрою.

Сорочки можуть виготовлятися з менш дорогого металу, ніж самі апарати. Однак для ферментерів великого об'єму (більше 2-3 м³) застосування звичайної гладкої сорочки недостатньо. Тому в останніх вітчизняних і зарубіжних конструкціях ферментерів застосовуються зовнішні теплообмінні пристрої у вигляді сорочки з напрямною спіраллю або секційною сорочкою. Застосування спіральної перегородки більш ефективно, ніж використання гладкої сорочки і дозволяє в кілька разів збільшити коефіцієнт тепловіддачі від стінки апарату до охолоджуючої води.

Для збільшення поверхні теплообміну розроблені конструкції ферментерів з внутрішніми нагрівальними пристроями - зануреними змійовиками.

По мірі впровадження більш продуктивних штамів і застосування все більших питомих потужностей перемішування при одночасному збільшенні обсягів ферментерів можливості теплообмінного пристрою у вигляді

зовнішньої сорочки виявляються вичерпаними. За цих умов доводиться використовувати комбіновані теплообмінні пристрої, що являють собою поєднання зовнішньої сорочки і внутрішнього змійовика.

Метою теплового розрахунку є визначення теплового навантаження та поверхні теплообміну теплообмінних пристроїв ферментера. При тепловому розрахунку використана методика викладена в [1, 3, 5].

4.4.1. Визначення теплового навантаження теплообмінних пристроїв ферментера

Рівняння теплового балансу ферментера з перемішуючим пристроєм і барботером:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = q_5 + q_6 + q_7 + q_8;$$

q_1 – кількість теплоти, що вноситься із середовищем:

$$q_1 = G_{n.c.} \cdot c_{n.c.} \cdot t_{n.c.} = 75 \cdot 1068 \cdot 3759 \cdot 32 = 9,535 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

q_2 - кількість теплоти, що надходить за рахунок дисипації механічної енергії перемішуючого пристрою:

$$q_2 = N_e \cdot \tau = 130000 \cdot 72 \cdot 3600 = 33,696 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

q_3 - кількість теплоти, що надходить за рахунок дисипації від тертя повітря:

$$q_3 = W_z \cdot \rho_{n.c.} \cdot g \cdot V_p \cdot \tau = 1,12 \cdot 1068 \cdot 9,8 \cdot 75 \cdot 3600 \cdot 72 = 227,883 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

q_4 - кількість теплоти, що надходить від процесу біосинтезу(враховуючи, що виділяється 870 МДж на 1 м³ субстрату):

$$q_4 = V_p \cdot 870 \cdot 10^6 = 65,25 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

$$q_{надх} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 =$$

$$= 9,535 \cdot 10^9 + 33,696 \cdot 10^9 + 227,883 \cdot 10^9 + 65,25 \cdot 10^9 = 336,364 \cdot 10^9 \text{ Дж}$$

q_5 - кількість теплоти, що відводиться із апарату продуктами біосинтезу:

$$q_5 = q_1 = 9,535 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

q_6 - кількість теплоти, що відводиться з повітрям:

$$q_6 = W_z \cdot \rho_z \cdot t_z \cdot \tau = 1,12 \cdot 1,22 \cdot 32 \cdot 3600 \cdot 72 = 0,0113 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

q_7 – втрати в навколишнє середовище:

$$q_7 = 0,1 \cdot q_{надх} = 0,1 \cdot 336,364 \cdot 10^9 = 33,636 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

q_8 - кількість теплоти, що необхідно відводити теплоносієм:

$$q_8 = q_{надх} - q_5 - q_6 - q_7 =$$

$$= 336,364 \cdot 10^9 - 9,535 \cdot 10^9 - 0,0113 \cdot 10^9 - 33,636 \cdot 10^9 = 293,18 \cdot 10^9 \text{ Дж}.$$

$$\text{Або } Q = \frac{q_8}{\tau} = \frac{293,18 \cdot 10^9}{72 \cdot 3600} = 1131,1 \text{ кВт}.$$

4.4.2. Визначення температурного напору

Знаходимо температурні напори для заданих значень температури середовища у ферментері та значень температур охолоджуючої води на вході та виході:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_p - t_{noc} = 32 - 10 = 22 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_p - t_{кин} = 32 - 20 = 12 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Середній температурний напір:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} = \frac{22 - 12}{2,3 \cdot \lg \frac{22}{12}} = 16,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

4.4.3. Визначення коефіцієнту теплопередачі від сорочки

Для знаходження коефіцієнту теплопередачі необхідно знайти коефіцієнти тепловіддачі:

α_1 - від рідини у ферментері до стінки ферментера;

α_2 - від стінки ферментера до охолоджуючої води;

Температуру стінки умовно приймаємо $t_{cm} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Розрахуємо критерій Nu для рідини, у ферментері:

$$\begin{aligned} Nu &= 0,76 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot \rho_p}{\mu_p} \right)^{0,67} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_{cm}} \right)^{0,14} \cdot \left(\frac{\Gamma_D}{\Gamma_{D_0}} \right)^{-0,13} \cdot \left(\frac{\Gamma_H}{\Gamma_{H_0}} \right)^{-0,56} = \\ &= 0,76 \cdot \left(\frac{3,33 \cdot 1^2 \cdot 1068}{1,5 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,67} \cdot 10,843^{0,33} \cdot \left(\frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{0,86 \cdot 1^{-3}} \right)^{0,14} \cdot \left(\frac{4}{3} \right)^{-0,13} \cdot \left(\frac{11,55}{3} \right)^{-0,56} = \\ &= 13244,07. \end{aligned}$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі α_1 буде рівний:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{D} = \frac{13244,07 \cdot 0,52}{3,6} = 1913,03 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Знаходимо α_2 :

Охолоджуюча вода протікає по спіральному каналу прямокутного перетину ($n_{cn} \times b_{cn} = 0,25 \times 0,05 \text{ м}$), що має площу:

$$f = n_{cn} \cdot b_{cn} = 0,25 \cdot 0,05 = 0,0125 \text{ м}^2$$

та еквівалентний діаметр:

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot f}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,0125}{2 \cdot (0,25 + 0,05)} = 0,083 \text{ м};$$

Задаємося швидкістю води в каналі сорочки:

$$w_g = 0,6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Тоді витрати води в сорочці будуть рівні:

$$G_g = w_g \cdot d_{екв} \cdot \rho_g = 0,6 \cdot 0,0125 \cdot 998,2 = 7,48 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

При такій швидкості критерій Рейнольдса буде рівний:

$$\text{Re} = \frac{w_g \cdot d_{екв} \cdot \rho_g}{\mu_g} = \frac{0,6 \cdot 0,083 \cdot 998,2}{1004 \cdot 10^{-6}} = 49512;$$

Таким чином рух – турбулентний, отже для розрахунку критерія Nu можна скористатися рівнянням:

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} \cdot X = \\ &= 0,021 \cdot 48512^{0,8} \cdot 7,02^{0,4} \cdot \left(\frac{7,02}{5,93} \right)^{0,25} \cdot 1,082 = 294,44, \end{aligned}$$

де X - коефіцієнт, що враховує кривизну спіралі:

$$X = 1 + 3,54 \cdot \frac{d_{екв}}{D} = 1 + 3,54 \cdot \frac{0,083}{3,6} = 1,082;$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі α_2 буде рівний:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d_{екв}} = \frac{294,44 \cdot 59,9 \cdot 10^{-2}}{0,083} = 2124,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

де $\lambda_g = 59,9 \times 10^{-2}$ - коефіцієнт теплопровідності води при $t = 20^\circ \text{C}$;

Тепер можна розрахувати коефіцієнт теплопередачі:

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_g} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1913} + \frac{0,012}{17,9} + \frac{1}{2124,9}} = 601,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

З урахуванням забруднення:

$$k = 0,9 \cdot k' = 0,9 \cdot 601,1 = 540,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

Площа поверхні охолодження:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1084460}{540,9 \cdot 16,5} = 121,5 \text{ м}^2;$$

Поверхня охолодження розміститься на висоті:

$$H = \frac{F}{\pi \cdot D} = \frac{121,5}{3,14 \cdot 3,6} = 10,75 \text{ м};$$

Отже таку сорочку не можливо розмістити на циліндричній частині апарата, тому для зменшення її розмірів вводимо змійовики, що розташовані безпосередньо у ферментері.

Прийmemo площу поверхні сорочки 75 м^2 , яка забезпечить відведення:

$$Q_{руб} = 75 \cdot 540,9 \cdot 16,5 = 669363 \text{ Вт}$$

Решта припадатиме на змійовики:

$$Q_{зм} = Q - Q_{руб} = 1131100 - 669363 = 461737 \text{ Вт}$$

4.4.4. Визначення коефіцієнту теплопередачі у змійовику

Приймаємо змійовик діаметром $d_{зов} \times s = 48 \times 3 \text{ мм}$.

Знаходження коефіцієнту тепловіддачі від охолоджуючої води до стінки змійовика α_3 .

Задаємося швидкістю руху охолоджуючої води в змійовику:

$$w_{e1} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Тоді критерій Рейнольда для змійовика буде рівний:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_{e1} \cdot d_{вн} \cdot \rho_d}{\mu_e} = \frac{0,5 \cdot 0,042 \cdot 998,2}{1004 \cdot 10^{-6}} = 20878,7$$

де $d_{вн}$ - внутрішній діаметр труби змійовика ($d_e = 0,042 \text{ м}$);

Коефіцієнт, що враховує кривизну шляху охолоджуючої води:

$$x_1 = 1 + 3,54 \cdot \frac{d_{вн}}{D_{зм}} = 1 + 3,54 \cdot \frac{0,042}{0,57} = 1,26;$$

де $D_{зм}$ - діаметр витка змійовика.

Критерій Nu для руху води у змійовиках, буде рівний:

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} \cdot X_1 = \\ &= 0,021 \cdot 20878,7^{0,8} \cdot 7,02^{0,4} \cdot \left(\frac{7,02}{5,93} \right)^{0,25} \cdot 1,26 = 171,9 \end{aligned}$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі від охолоджуючої води до стінки змійовика, знаходимо наступним чином:

$$\alpha_3 = \frac{Nu \cdot \lambda_e}{d} = \frac{171,9 \cdot 59,9 \cdot 10^{-2}}{0,042} = 2451,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

Коефіцієнт теплопередачі через стінку змійовика k_1 :

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{зм}}{\lambda_{зм}} + \frac{1}{\alpha_3}} = \frac{1}{\frac{1}{1913} + \frac{0,003}{46,4} + \frac{1}{2451,2}} = 1004,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

де $\delta_{зм}$ - товщина стінки труби змійовика ($\delta_{зм} = 3 \text{ мм}$); $\lambda_{зм}$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки змійовика ($\lambda_{зм} = 46,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$);

З урахуванням забруднення:

$$k_1 = 0,9 \cdot k_1' = 0,9 \cdot 1004,67 = 904,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

Тоді необхідна площа теплообміну змійовиків:

$$F_{зм} = \frac{Q_{зм}}{k_1 \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{461737}{904,2 \cdot 16,5} = 31 \text{ м}^2;$$

Знайдемо загальну довжину труби змієвиків:

$$L = \frac{F_{зм}}{\pi \cdot d_{зм}} = \frac{31}{3,14 \cdot 0,048} = 205,7 \text{ м}$$

Кількість витків:

$$n = \frac{L}{\pi \cdot D_{зм}} = \frac{205,7}{3,14 \cdot 0,57} = 115$$

Загальна висота змієвика:

$$H_{зм} = (n_{зм} - 1) \cdot t_{зм} + d_{зм} = (115 - 1) \cdot 0,072 + 0,048 = 8,256 \text{ м}$$

$$t_{зм} = 1,5 d_{зм} = 1,5 \cdot 0,048 = 0,072 \text{ м}$$

Прийmemo 4 змієвика, висотою $h=2,06 \text{ м}$.

Кількість витків в одному змієвику дорівнюватиме:

$$n_1 = \frac{h - d_{зм}}{t_{зм}} + 1 = 28$$

Обрані теплообмінні поверхні задовольняють необхідний температурний режим.

4.5. Розрахунок газорозподільчого пристрою

Розміщення барботера кільцевого типу відносно мішалки і їх основні параметри приведені на рис. 4.2. Мета розрахунку барботера полягає у визначенні його конструктивних розмірів.

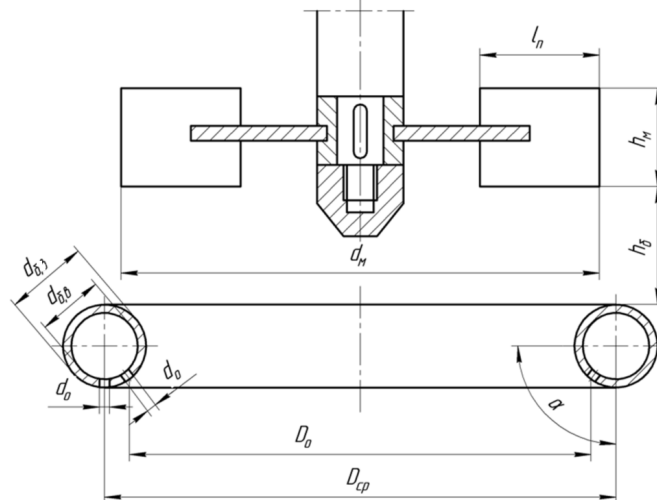


Рис. 4.2. Розміщення мішалки і барботера у ферментері

Приведена швидкість повітря $w_2 = 0,04 \text{ м/с}$.

Розміри мішалки:

$$d_m = 1000 \text{ мм};$$

$$h_m = 0,2 \cdot d_m = 0,2 \cdot 1000 = 200 \text{ мм};$$

$$l_l = 0,25 \cdot d_m = 0,25 \cdot 1000 = 250 \text{ мм};$$

$$h_0 = 0,25 \cdot d_m = 0,25 \cdot 1000 = 250 \text{ мм};$$

$$D_0 = 0,75 \cdot d_m = 0,75 \cdot 1000 = 750 \text{ мм}.$$

Знаходимо об'ємні витрати повітря у ферментері:

$$V_z = w_z \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 0,04 \cdot \frac{3,14 \cdot 3,6^2}{4} = 0,41 \text{ м}^3 / \text{с},$$

Визначаємо внутрішній діаметр труби барботера $d_{0.н}$ за швидкістю газу у ній $\omega_0 = 25 \text{ м} / \text{с}$:

$$d_{0.в.} = \sqrt{4 \cdot V_z / \pi \cdot \omega_0} = \sqrt{4 \cdot 0,41 / 3,14 \cdot 25} = 0,085 \text{ м}$$

Вибираємо трубу стандартного розміру 95x5 мм

Середній діаметр барботера

$$D_{cp} = 6 \cdot d_{0.3} = 6 \cdot 95 = 570 \text{ мм}$$

Швидкість газу у отворах барботеру знаходять за формулою:

$$\omega_0 = 3,4 \sqrt{d_{0.в.} \rho_{ж} / \rho_z} = 3,4 \sqrt{0,085 \cdot 1068 / 1,84} = 23,9 \text{ м} / \text{с}$$

де $d_{0.в.}$ - внутрішній діаметр труби барботера, м; $\rho_{ж}$ і ρ_z - густини рідини і газу, кг/м³.

Кількість отворів у барботері:

$$z_0 = \frac{4 \cdot V_z}{\pi d_0^2 w_0} = \frac{4 \cdot 0,41}{\pi \cdot 0,005^2 \cdot 23,9} = 874 \text{ шт.}$$

Якщо отвори розмістити по колу діаметром D_{cp} , то крок їх розміщення буде:

$$t = \frac{\pi D_{cp}}{z_0} = \frac{3,14 \cdot 570}{874} = 2 \text{ мм}.$$

Так як крок менше 10 мм, то їх необхідно розміщувати в 5 рядів по

$$z_{01} = \frac{z_0}{5} = \frac{874}{5} = 175 \text{ шт. отворів у кожному ряду}.$$

5. РОЗРАХУНОК СУШИЛЬНИХ АПАРАТІВ

5.1. Розрахунок розпилювальної сушарки

Розрахувати варіант розпилювальної сушарки за наступними вихідними даними:

Вихідні дані:

1. Продуктивність сушильного агрегату по волозі, $W=200 \text{ кг/год} = 0,056 \text{ кг/с}$;
2. Об'єкт – культуральна рідина лізину.
3. Початкова вологість $w_n=75 \%$.
4. Кінцева вологість $w_k=3 \%$.
5. Сушильний агент – повітря.
5. Температура сушильного агента на вході $t_1=170^\circ \text{C}$.
6. Температура сушильного агента на виході $t_2=105^\circ \text{C}$.

5.1.1. Матеріальний баланс

Розрахунок проводимо за методикою [7].

З матеріального балансу знаходимо невідомі величини: необхідні витрати культуральної рідини, кількість видаленої вологи з сушильної камери і кількість висушеного продукту при заданій витраті по випареній волозі,
 $W=0,056 \text{ кг/год}$.

Витрати початкової культуральної рідини:

$$G_1 = W \cdot \frac{100 - w_k}{w_n - w_k} = 0,056 \cdot \frac{100 - 3}{75 - 3} = 0,075 \text{ кг/с}.$$

Кількість висушеного продукту:

$$G_2 = G_1 - W = 0,075 - 0,056 = 0,019 \text{ кг/с}.$$

Кількість абсолютно сухого продукту:

$$G_{\text{сух}} = \left(W \cdot \frac{100}{w_n} \right) - W = \left(0,056 \cdot \frac{100}{75} \right) - 0,056 = 0,019 \text{ кг/с}.$$

5.1.2. Тепловий баланс сушильної установки

В процесі сушіння витрачається велика кількість тепла на нагрів сушильного агента, матеріалу, на втрати в навколишнє середовище. Для зниження затрат тепла на сушку потрібно правильно оцінити всі фактори, які впливають на тепловий режим процесу. Це можна зробити з рівняння теплового балансу.

Розглянемо схему теплового балансу, по якій знайдемо невідомі величини: витрати сухого повітря; витрати в навколишнє середовище; загальну кількість тепла в калорифері.

5.1.2.1. Надходження тепла

1. З повітрям, $L \cdot I_0$, кДж/год ,

де L —загальні витрати сухого повітря; I_0 — ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг .

2. З вологою, що знаходиться в розчині, $W \cdot c_{вл} \cdot \theta_1$, кВт ,

де $W=0,056 \text{ кг/с}$ — продуктивність сушильної камери по волозі; $c_{вл}=4,18 \text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$ — теплоємність води [13]; $\theta_1=46^\circ\text{C}$ — температура вологого матеріалу.

3. З матеріалом, $G_2 \cdot c'_m \cdot \theta_1$, кВт ,

де $G_2=0,019 \text{ кг/с}$ — кількість висушеного продукту; $c'_m=1,38 \text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$ — теплоємність висушеного матеріалу.

4. В калорифері, де повітря нагрівається до температури сушіння t_1 , Q_k , кВт ,

де $t_1=170^\circ\text{C}$ — температура теплоносія на вході в сушильну камеру; Q_k — теплота в калорифері.

5.1.2.2. Витрати тепла

1. З відпрацьованим повітрям, $L \cdot I_2$, кВт ,

де I_2 — ентальпія повітря на виході з сушарки, кВт .

2. З висушеним матеріалом $G_2 \cdot c'_m \cdot t_2$, кВт .

3. Витрати в навколишнє середовище, Q_n , кВт .

Рівняння теплового балансу буде мати вигляд:

$$L \cdot I_0 + W \cdot c_{вл} \cdot \theta_1 + G_2 \cdot c'_m \cdot \theta_1 + Q_k = L \cdot I_2 + G_2 \cdot c'_m \cdot t_2 + Q_n$$

Запишемо це рівняння відносно загальної кількості тепла, яке підведене через калорифер:

$$Q_k = L \cdot (I_2 - I_0) + G_2 \cdot c'_m \cdot (t_2 - \theta_1) + Q_n - W \cdot c_{вл} \cdot \theta_1$$

Розділимо обидві частини рівняння на W та отримаємо рівняння для визначення питомих витрат тепла:

$$q_k = l \cdot (I_2 - I_0) + q_m + q_n - c_{вл} \cdot \theta_1$$

За цим рівнянням можна знайти тепло, віддане повітрю в калорифері, де повітря нагрівається від ентальпії I_0 до ентальпії I_1 .

Тобто, тепло підігріву повітря в калорифері:

$$q_k = l \cdot (I_1 - I_0)$$

Порівнюючи два останніх рівняння отримаємо:

$$l \cdot (I_2 - I_1) = c_{вл} \cdot \theta_1 - q_m - q_n$$

В цьому рівнянні:

$$c_{вл} \cdot \theta_1 - q_m - q_n = \Delta, \text{ тобто } l \cdot (I_2 - I_1) = \Delta,$$

де Δ - величина, котра характеризує відхилення дійсного процесу сушіння від теоретичного.

Визначимо питому витрату тепла на нагрівання продукту:

$$q_m = \frac{G_2 \cdot c'_m (t_2 - \theta_1)}{W} = \frac{0,019 \cdot 1,38(105 - 46)}{0,056} = 28,269 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, яка внесена разом з вологою матеріала:

$$c_{вл} \cdot \theta_1 = 4,18 \cdot 46 = 192,28 \text{ кДж/кг.}$$

Тоді:

$$\Delta = c_{вл} \cdot \theta_1 - q_m - q_n = 192,28 - 28,269 - 250 = -85,99 \text{ кДж/кг}$$

де $q_n = 250 \text{ кДж/кг}$ – питомі витрати в навколишнє середовище [8].

5.1.3. Баланс вологи в сушарці

Кількість вологи, що надходить в сушарку з матеріалом та повітрям дорівнює кількості вологи, що виходить із сушарки із висушеним матеріалом та повітрям:

$$G_1 \cdot \frac{w_n}{100} + L \cdot \frac{d_1}{1000} = G_2 \cdot \frac{w_k}{100} + L \cdot \frac{d_2}{1000},$$

де L – кількість абсолютно сухого повітря, яка потрібна для сушіння; d_1, d_2 – вологовміст на вході та виході з сушарки відповідно, г/кг.

$$W = G_1 - G_2 = G_1 \cdot \frac{w_n}{100} - G_2 \cdot \frac{w_k}{100} = L(d_1 - d_2) \frac{1}{1000}.$$

Відповідно загальні витрати сухого повітря в сушарці:

$$L = \frac{1000 \cdot W}{d_2 - d_1}.$$

Питома витрата повітря: $l = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1}$, де $d_1 = d_0$.

Параметри повітря перед калорифером обираємо за довідниковими середньорічними даними для м. Києва: $t_0 = 19,3^\circ\text{C}$; $\varphi_0 = 69\%$.

Вологовміст повітря перед калорифером:

$$d_0 = \frac{622 \cdot \varphi_0 \cdot \rho_n}{B - \varphi_0 \cdot \rho_n} = \frac{622 \cdot 0,69 \cdot 16,798}{745 - 0,69 \cdot 16,798} = 9,83 \text{ г/кг} = 9,83 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг},$$

де $B = 745 \text{ мм.рт.ст.}$ – барометричний тиск; $\rho_n = 16,798 \text{ мм.рт.ст.}$ – парціальний тиск водяної пари.

Ентальпія повітря визначається за формулою:

$$I = (c_g + c_n \cdot d) \cdot t + r_0 \cdot d = (1,01 + 1,97 \cdot d) \cdot t + 2493 \cdot d,$$

де $c_g = 1,01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – середня питома теплоємність сухого повітря;

$c_n = 1,97 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – середня питома теплоємність водяної пари; $r_0 = 2493 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ –

питома теплота пароутворення води при 20°C .

Ентальпія повітря що надходить до калорифера:

$$I_0 = (c_g + c_n \cdot d_0) \cdot t_0 + r_0 \cdot d_0 = (1,01 + 1,97 \cdot 9,83 \cdot 10^{-3}) \cdot 20 + \\ + 2493 \cdot 9,83 \cdot 10^{-3} = 44,37 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де t_0 – температура повітря, яке поступає до калорифера. Так як установка працює в приміщенні, приймаємо $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Ентальпія повітря до сушарки:

$$I_1 = (c_g + c_n \cdot d_1) \cdot t_1 + r_0 \cdot d_1 = (1,01 + 1,97 \cdot 9,83 \cdot 10^{-3}) \cdot 170 + \\ + 2493 \cdot 9,83 \cdot 10^{-3} = 199,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де $d_1 = d_0 = 9,83 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$.

Сумарні витрати теплоти:

$$\Delta = l \cdot (I_2 - I_1) = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}.$$

Підставивши вираз для знаходження ентальпії в це рівняння отримаємо вираз для знаходження вологовмісту на виході з сушарки:

$$d_2 = \frac{I_1 - \Delta \cdot d_1 - c_g \cdot t_2}{c_n \cdot t_2 + r_0 - \Delta} = \frac{199,5 + 85,99 \cdot 9,83 \cdot 10^{-3} - 1,01 \cdot 105}{1,97 \cdot 105 + 2493 + 85,99} = 34 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}.$$

Ентальпія повітря на виході з сушарки:

$$I_2 = (c_g + c_n \cdot d_2) \cdot t_2 + r_0 \cdot d_2 = (1,01 + 1,97 \cdot 34 \cdot 10^{-3}) \cdot 105 + \\ + 2493 \cdot 34 \cdot 10^{-3} = 197,44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома витрата сухого повітря складе:

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1} = \frac{1000}{34 - 9,83} = 41,64 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}.$$

Витрати сухого повітря в сушарці:

$$L = W \cdot l = 0,056 \cdot 41,64 = 2,313 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

5.1.4. Конструктивний розрахунок розпилювальної сушарки

5.1.4.1. Визначення діаметра сушильної камери

Середній діаметр каплі розпилу в сушильній камері знаходимо по формулі Фрасера:

$$\begin{aligned} \delta_0 &= 0,69 \cdot \left(\frac{1}{n}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{G_1 \cdot \nu \cdot \rho}{D}\right)^{0,2} \left(\frac{\sigma}{x}\right)^{0,1} = \\ &= 0,69 \cdot \left(\frac{1}{18000}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{1}{1045}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{215,35 \cdot 0,9569 \cdot 10^{-6} \cdot 1045}{0,12}\right)^{0,2} \left(\frac{71,7 \cdot 10^{-4}}{0,192}\right)^{0,1} = \\ &= 48,32 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \end{aligned}$$

де $G_1 = 215,35 \text{ кг/год}$ – масові витрати сушильної камери; $\rho = 1045 \text{ кг/м}^3$ – густина розчину; $\nu = 0,9569 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – в'язкість розчину; $D = 0,12 \text{ м}$ – діаметр розпилювального диску (приймаємо для сушильної камери розпилювальний диск [8] з відцентровим розпилювачем); $n = 18000 \text{ об/хв}$ – число обертів диску.

Радіус факела розпилу в сушильній камері може бути знайдена по критеріальному рівнянні:

$$R_\phi = 0,33 \cdot \delta_0 \cdot S \cdot \text{Re}^{0,35} \text{Gu}^{-0,4} \text{Ko}^{-0,2}.$$

Для вирішення цього рівняння необхідно знайти температуру теплоносія в камері. Температура теплоносія на вході в сушильну камеру $t_1 = 170^\circ \text{C}$. На виході із камери $t_2 = 105^\circ \text{C}$. Тоді

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{170 + 105}{2} = 137,5^\circ \text{C}.$$

Середньологарифмічна різниця температур в сушильній ступені знаходимо по формулі:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1 - t_m) - (t_2 - t_m)}{2,3 \cdot \lg \frac{t_1 - t_m}{t_2 - t_m}} = \frac{(170 - 44) - (105 - 44)}{2,3 \cdot \lg \frac{170 - 44}{105 - 44}} = 89,6^\circ \text{C},$$

де $t_m = 44^\circ \text{C}$ – температура вологого [13].

По $\Delta t_{cp} = 89,6^\circ \text{C}$ знаходимо фізичні константи теплоносія [8]:

$$\nu_2 = 27,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; - \text{ в'язкість сухого повітря};$$

$$C_2 = 1,01 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{град}; - \text{ теплоємність сухого повітря};$$

$$\rho_2 = 0,86 \text{ кг} / \text{м}^3 - \text{ густина сухого повітря}.$$

Теплоту пароутворення розчину знаходимо по температурі $t_m = 44^\circ \text{C}$:
 $r = 2395 \text{ кДж} / \text{кг}$ [8].

Визначаємо значення критеріїв, які входять в рівняння радіусу факела:

- симплекс густини:

$$S = \frac{\rho}{\rho_2} = \frac{1045}{0,86} = 1215;$$

- критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{u_0 \cdot \delta_0}{\nu_2} = \frac{113 \cdot 48,32 \cdot 10^{-6}}{27,5 \cdot 10^{-6}} = 198,6;$$

- критерій Гухмана:

$$Gu = \frac{\Delta t_{cp}}{T} = \frac{89,6}{443} = 0,202;$$

- критерій Коссовича:

$$Ko = \frac{T \cdot C_2}{W_0 \cdot r} = \frac{443 \cdot 1,01}{320 \cdot 2395} = 0,000585;$$

де $T=170+273=443\text{K}$ – температура теплоносія на вході в сушильну камеру;
 $W_0 = 320\%$ – вологість випареного розчину по сухій речовині; u_0 – колова швидкість диску, яка визначається за формулою:

$$u_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,12 \cdot 18000}{60} = 113 \text{ м / с.}$$

Знайдемо радіус факела:

$$R_\phi = 0,33 \cdot \delta_0 \cdot S \cdot \text{Re}^{0,35} Gu^{-0,4} Ko^{-0,2} =$$

$$= 0,33 \cdot 48,32 \cdot 10^{-6} \cdot 1215 \cdot 198,6^{0,35} 0,202^{-0,4} 0,000585^{-0,2} = 1,037 \text{ м.}$$

Визначаємо діаметр сушильної камери із відношення:

$$D = 3 \cdot R_\phi = 3 \cdot 1,037 = 3,111 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр сушильної камери: $D=3,2\text{м}$.

5.1.4.2. Знаходження об'єму сушильної камери

Об'єм сушильної камери визначається за інтенсивністю тепло-масообміну в камері, який описується критеріальним рівнянням теплообміну:

$$Nu_V = 160 \cdot K_G \cdot Ar^{0,2} \cdot \text{Re}^{-0,4};$$

де Nu_V – критерій теплообміну в об'ємі камери,

$$Nu_V = \frac{a_V \cdot \delta_0^2}{\lambda};$$

Визначаємо критерій заповнення камери факелом розпилювального розчину;

$$K_G = \frac{\mu_\phi}{G_1 \cdot S \cdot \rho \cdot u_0} = \frac{0,667}{215,35 \cdot 8,04 \cdot 1045 \cdot 113} = 3,261 \cdot 10^{-9};$$

де S – площа перерізу камери,

$$S = \frac{\pi \cdot D_\kappa^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} = 8,04 \text{ м}^2;$$

μ_ϕ – коефіцієнт заповнення перерізу камери факелом,

$$\mu_\phi = \frac{R_\phi}{R_\kappa} = \frac{1,037}{1,6} = 0,667;$$

Знаходимо критерій Архімеда:

$$Ar = \frac{g \cdot \delta_0^3 (\rho - \rho_2)}{v_2^2 \cdot \rho} = \frac{9,8 \cdot (48,32 \cdot 10^{-6})^3 (1045 - 0,86)}{(27,5 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1045} = 146,1 \cdot 10^{-5};$$

Визначаємо критерій Рейнольдса, який характеризує гідродинаміку руху розпилюваних крапель в камері:

$$Re = \frac{u_2 \cdot \delta_0}{\nu_2} = \frac{0,371 \cdot 48,32 \cdot 10^{-6}}{27,5 \cdot 10^{-6}} = 0,652,$$

де u_2 – швидкість сухого повітря по перерізу камери:

$$u_2 = \frac{L \cdot V_{y\partial}}{3600 \cdot S} = \frac{8328 \cdot 1,29}{3600 \cdot 8,04} = 0,371 \text{ м/с},$$

де $V_{y\partial} = 1,29 \text{ м}^3 / \text{кг}$ – питомий об'єм вологого повітря, віднесений до 1 кг сухого повітря (при $t_2 = 105^\circ \text{C}$) [13]; $L = 8328 \text{ кг} / \text{год}$ – витрати сухого повітря в сушарці.

Підставляємо в формулу всі значення отриманих критеріїв отримаємо:

$$\begin{aligned} Nu_V &= 160 \cdot K_G \cdot Ar^{0,2} \cdot Re^{-0,4} = \\ &= 160 \cdot 3,261 \cdot 10^{-9} (146,1 \cdot 10^{-5})^{0,2} \cdot 0,652^{-0,4} = 1,703 \cdot 10^{-8} \end{aligned}$$

звідки:

$$a_V = \frac{Nu_V \cdot \lambda}{\delta_0^2} = \frac{1,703 \cdot 10^{-8} \cdot 12,43 \cdot 10^{-2}}{(48,32 \cdot 10^{-6})^2} = 55,15 \text{ Вт} / (\text{м}^3 \cdot \text{град})$$

де $\lambda = 12,43 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / \text{м} \cdot \text{град}$ – теплопровідність сухого повітря [8].

Об'єм сушильної камери визначаємо з залежності:

$$V_{\kappa} = \frac{Q_2}{a_V \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{121,56 \cdot 10^3}{55,15 \cdot 89,6} = 24,6 \text{ м}^3;$$

де Q_2 – годинні витрати тепла на випарювання води і підігрів матеріалу в сушильній ступені;

$$\begin{aligned} Q_2 &= W(2493 + 1,97 \cdot t_2 - 4,19 \cdot \theta_1) + c_m \cdot G_{\text{сyx}} (t_1 - \theta_1) = 0,056 \cdot (2493 + 1,97 \cdot 105 - \\ &- 4,19 \cdot 46) + 1,38 \cdot 0,019 \cdot (170 - 46) = 121,56 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

де $t_2 = 105^\circ \text{C}$ – температура теплоносія на виході із камери; $t_1 = 170^\circ \text{C}$ – температура теплоносія на вході в сушильну камеру; $\theta_1 = 46^\circ \text{C}$ – температура розчину, яка надходить на розпилювання; $c_m = 1,38 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ – теплоємність сухого продукту [8];

Загальна висота сушильної камери:

$$H_{\text{общ}} = \frac{V_{\kappa}}{0,54 \cdot D_{\kappa}^2} = \frac{24,6}{0,54 \cdot 3,2^2} = 4,45 \text{ м}.$$

Висота циліндричної частини:

$$H_{\text{ц}} = \frac{2}{5} H_{\text{общ}} = \frac{2}{5} \cdot 4,45 = 1,78 \text{ м}.$$

5.2. Розрахунок сублімаційної сушарки

Розрахувати основні характеристики сублімаційної сушарки.

5.2.1. Тепловий розрахунок субліматора

Метою даного розрахунку є визначення теплових потоків, які повинні створюватися нагрівальними елементами для підтримки заданих температур та режимів сублімації.

Вихідні дані:

продуктивність за вологим продуктом	$M = 18 \text{ кг/цикл};$
початкова вологість продукту	$\overline{W}_{\text{поч.}} = 97\%;$
кінцева вологість продукту	$\overline{W}_{\text{кінц.}} = 4,8\%;$
густина вологого продукту	$\rho_{\text{поч}} = 1007 \text{ кг/м}^3;$
густина сухого продукту	$\rho_{\text{кінц.}} = 180 \text{ кг/м}^3;$
евтектична температура	$t_{\text{евт}} = -14 \text{ }^\circ\text{C};$
норма завантаження	$m = 6 \text{ кг/м}^2;$
гранична температура продукту наприкінці сублімації	$t_{\text{кінц.}} = 37 \text{ }^\circ\text{C};$
вологість продукту наприкінці сублімації	$\overline{W}_{\text{кр}} = 20\%;$
температура сублімації	$t_c = -14 \text{ }^\circ\text{C};$
температура конденсації	$t_{\text{конд}} = -35 \text{ }^\circ\text{C};$
загальний тиск в субліматорі	$p_c = 60 \text{ Па};$
коефіцієнт масовіддачі продукту	$\beta = 0,68 \text{ кг/(мм рт. ст.} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{год)};$
коефіцієнт швидкості сушіння при досушуванні	$k_I = 0,51 \cdot 10^{-2} \text{ м/(год} \cdot \text{град} \cdot \text{мм рт. ст.)}$
товщина шару, що висушується	$h = 30 \text{ мм.}$

Розрахунок ведеться за методикою, викладеною в [6].

Швидкість сублімації:

$$S = \beta(p_c - p_{\text{конд}}) = 0,68 \cdot (1,385 - 0,095) = 0,88 \text{ кг / (м}^2 \cdot \text{год)},$$

де $p_c = 1,385 \text{ мм рт. ст.}$ при $t_c = -14 \text{ }^\circ\text{C};$

$p_{\text{конд}} = 0,095 \text{ мм рт. ст.}$ при $t_{\text{конд}} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$

Тривалість сублімації:

$$\tau_c = \frac{(\overline{W}_{\text{поч}} - \overline{W}_{\text{кр}}) \cdot h \cdot \rho_c}{100S} = \frac{(97 - 20) \cdot 0,03 \cdot 180}{100 \cdot 0,88} = 4,725 \text{ год.}$$

Тривалість досушування:

$$\tau_{\partial} = \frac{2,3 \cdot \lg \frac{\overline{W}_{кр}}{\overline{W}_{кінц}} \cdot h^{0,75}}{k_1 \cdot t_{кінц}^{0,5} \cdot p_c^{0,2}} = \frac{2,3 \cdot \lg \frac{20}{4,8} \cdot 0,03^{0,75}}{0,51 \cdot 10^{-2} \cdot 37^{0,5} \cdot 0,45^{0,2}} = 3,89 \text{ год.}$$

Загальна тривалість висушування:

$$\tau = \tau_c + \tau_{\partial} = 4,725 + 3,886 = 8,61 \text{ год.}$$

З урахуванням допоміжних операцій тривалість циклу $\tau_{дон} = 11 \text{ год.}$

Необхідна поверхня завантаження для сублімації:

$$F_3 = \frac{M}{m} = \frac{18}{6} = 3 \text{ м}^2.$$

Кількість тепла, що витрачається на сублімацію продукту:

$$Q_c = S \cdot r_c = 0,88 \cdot 700 = 616 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{год)} = 714,56 \text{ Вт/м}^2.$$

Кількість тепла, що витрачається на досушування продукту:

$$\begin{aligned} Q_{\partial} &= \frac{\rho_c h}{100 \tau_{\partial}} \left((\overline{W}_{кр} - \overline{W}_{кінц}) r + (100 - \overline{W}_{кр}) (t_{кінц} - t_c) c_m \right) = \\ &= \frac{180 \cdot 0,03}{100 \cdot 3,886} \left((20 - 4,8) 700 + (100 - 20) (37 - (14)) \cdot 0,5 \right) = \\ &= 176 \text{ ккал / (м}^2 \times \text{год)} = 204,16 \text{ Вт / м}^2. \end{aligned}$$

Так як $Q_c \gg Q_{\partial}$, то розрахунок ведемо за величиною Q_c :

$$Q_e = 1,2 \cdot 616 = 740 \text{ ккал / (м}^2 \cdot \text{год)} = 858,4 \text{ Вт / м}^2.$$

де 1,2 – коефіцієнт нерівномірності сублімації.

Повна потужність нагрівачів:

$$(Q)_F = F_3 \cdot Q_e = 3 \cdot 740 = 2220 \text{ ккал(м}^2 \cdot \text{год)} = 2575,2 \text{ Вт / м}^2.$$

При радіаційному підігріванні циркулюючим всередині полиць теплоносієм кількість теплоносія (якщо теплоносієм слугує вода, початкова температура якої $t_{в.поч} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$, кінцева – $t_{в.кін} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$):

$$G_p = \frac{(Q)_F}{c_p \cdot \Delta t_p} = \frac{2220}{5} = 123 \text{ кг/с.}$$

Кількість вологи, що видаляється за одну годину в період сублімації:

$$M = S \cdot F_3 = 0,88 \cdot 3 = 7,3 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с.}$$

Кількість вологи, що видаляється за одну годину в період досушування:

$$M_{\partial} = \frac{(\overline{W}_{кр} - \overline{W}_{кінц}) \cdot h \cdot \rho_c F_3}{100 \tau_{\partial}} = \frac{(20 - 4,8) \cdot 0,03 \cdot 180}{100 \cdot 3,89} = 5,86 \cdot 10^{-5} \text{ кг/год.}$$

Таким чином, найбільше навантаження на сублімаційний конденсатор створюється під час сублімації. Якщо прийняти коефіцієнт нерівномірності сушіння 1,15, то навантаження на конденсатор за вологою:

$$M_k = 1,15 \cdot M = 1,15 \cdot 2,64 = 7,86 \text{ кг/с.}$$

5.2.1.1 Розрахунок попереднього заморожування продукту перед сушінням

Метою даного розрахунку є визначення холодопродуктивності, яка повинна забезпечуватися під час попереднього заморожування продукту перед сушінням.

Вихідні дані:

початкова температура продукту	$t_{ноч}=20\text{ }^{\circ}\text{C};$
кінцева температура продукту	$t'_3=-16\text{ }^{\circ}\text{C};$
тривалість заморожування	$\tau_3 \leq 2\text{ год.}$

Кількість продукту, яку достатньо заморожувати одночасно:

$$M = 18 \text{ кг.}$$

Приймаємо тривалість заморожування 1,5 год. Тоді витрати холоду на заморожування:

$$Q = M_m c_m (t_{ноч} - t'_3) + W_{ноч} M_m \rho_1 + M_m (t'_3 - t_3) (0,5W_{ноч} + c_0 (1 - W_{ноч})) =$$

$$= 18 \cdot 0,8 (20 - (-16)) + 0,49 \cdot 18 \cdot 80 + 18 \cdot 6 (0,5 \cdot 0,49 + 0,33 (1 - 0,49)) = 4,95 \text{ кДж,}$$

$$\text{де } W_{ноч} = \frac{\bar{W}_{ноч}}{100 + \bar{W}_{ноч}} = \frac{97}{100 + 97} = 0,49.$$

Середня годинна витрата холоду:

$$Q_3 = \frac{Q}{\tau_3} = \frac{1182}{1,5} = 914 \text{ Вт.}$$

Враховуючи, що втрати в оточуюче середовище складуть 15%, отримаємо годинну холодопродуктивність:

$$Q_0 = 1,15 \cdot 788 = 1051 \text{ Вт.}$$

5.2.2. Тепловий розрахунок десубліматора

Метою даного розрахунку є визначення теплового навантаження на десубліматор, необхідної площі поверхні теплообміну та витрати холодильного агента.

Вихідні дані:

холодильний агент – фреон-22;	
кількість пари, що поступає в десубліматор	$M_n=6 \text{ кг/год};$
тиск в системі	$p_d=60 \text{ Па};$
температура водяної пари, що поступає в десубліматор	$t_n=20\text{ }^{\circ}\text{C};$
температура оточуючого середовища	$t_{от}=20\text{ }^{\circ}\text{C};$
температура поверхні конденсації	$t_{конд}=-35\text{ }^{\circ}\text{C}.$

Розрахунок ведеться за методикою, викладеною в [8].

Корисне теплове навантаження на десубліматор:

$$Q_{кор} = M_n (r_n + c_n (t_n - t_{конд})) =$$

$$= 6 \cdot (715 + 0,44 \cdot (20 + 35)) = 4435 \text{ ккал / год} = 18583 \text{ кДж / год,}$$

де $r_n=715 \text{ ккал/кг}= 2996 \text{ кДж/кг}$ – прихована теплота сублімації водяної пари при $t_{\text{конд}}= -35 \text{ }^\circ\text{C}$; $c_n=0,44 \text{ ккал/(кг}\cdot\text{град)}=1,84 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)}$ – теплоємність водяної пари.

Орієнтовно приймаємо висоту десубліматора 1100 мм, діаметр 450 мм, ізоляція – мінеральна вата товщиною 75 мм з коефіцієнтом теплопровідності $0,08 \text{ ккал/(м}\cdot\text{год}\cdot\text{град)} = 0,34 \text{ кДж/(м}\cdot\text{год}\cdot\text{град)}$.

Коефіцієнт теплопередачі стінки з такою ізоляцією складає $\sim 0,9 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{год}\cdot\text{град)}=3,77 \text{ кДж/(м}^2\cdot\text{год}\cdot\text{град)}$. Зовнішня поверхня десубліматора в цьому випадку складатиме $2,6 \text{ м}^2$.

Притік тепла з приміщення:

$$Q_{\text{зов}} = KF_3 \Delta t = 0,9 \cdot 2,6 \cdot 55 = 129 \text{ ккал / год} = 540 \text{ кДж / год},$$

де $K = 0,9 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{год}\cdot\text{град)}=3,77 \text{ кДж/(м}^2\cdot\text{год}\cdot\text{град)}$ – коефіцієнт теплопередачі; $F_3=2,6 \text{ м}^2$ – площа зовнішньої поверхні десубліматора; $\Delta t=t_{\text{от}}-t_{\text{конд}}=20+35=55 \text{ }^\circ\text{C}$ – різниця між температурою оточуючого середовища і температурою конденсації.

Загальне теплове навантаження на десубліматор:

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{кор}} + Q_{\text{зов}} = 4435 + 129 = 4564 \text{ ккал / год} = 19123 \text{ кДж / год},$$

Об'єм пари, що поступає в десубліматор:

$$V_n = 276 \frac{M_n}{p_0} = 276 \frac{6}{0,45} = 3680 \text{ л / год} = 3,680 \text{ м}^3 / \text{год. л/год.}$$

Звідси площа поверхні теплообміну:

$$F_1 = \frac{V_n}{14,8 \left(1 - \frac{p_{\text{конд}}}{p_0} \right) \cdot f} = \frac{3680}{14,8 \left(1 - \frac{0,17}{0,45} \right) \cdot 0,35} = 0,1142 \text{ м}^2,$$

де $p_{\text{конд}}=0,17 \text{ мм рт. ст.} = 22,7 \text{ Па}$ – тиск насичення при $t_{\text{конд}}= -35 \text{ }^\circ\text{C}$; $f = 0,35$ – коефіцієнт затвердіння при $p_0=0,45 \text{ мм рт. ст.} = 60 \text{ Па}$.

Приймаємо допустиму товщину льоду $\delta=7 \text{ мм}$, тоді площа поверхні теплообміну:

$$F_2 = \frac{M_n}{\rho \delta} = \frac{6}{980 \cdot 0,007} = 0,88 \text{ м}^2.$$

Виходячи з отриманого значення площі поверхні теплообміну обираємо у якості десубліматора горизонтальний одноходовий кожухотрубний теплообмінник, в якому видалення намороженого льоду відбувається шляхом відтавання; площа поверхні теплообміну складає 1 м^2 ; зовнішній діаметр кожуха $D=325 \text{ мм}$, кількість труб $n=13$, діаметр труб 25×2 , довжина труб $l=1 \text{ м}$.

Витрата фреону-22:

$$G_\phi = \frac{Q_{\text{заг}}}{i_\phi} = \frac{19123,2}{556} = 34,5 \text{ кг / год},$$

де $i_\phi = 556 \text{ кДж/кг}$ – тепловміст фреону-22.

5.2.2.1. Розрахунок процесу відтавання наморозеного льоду

Метою даного розрахунку є визначення кількості тепла, що витрачається на відтавання льоду, та витрат гарячого теплоносія.

Вихідні дані:

гарячий теплоносій – вода водопровідна;

початкова температура гарячого теплоносія

$$t_{\text{поч.г}}=20 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

кінцева температура гарячого теплоносія

$$t_{\text{кін.г}}=10 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

час протікання процесу відтавання

$$\tau_{\text{від}}=1 \text{ год.}$$

Кількість тепла, що необхідне для відтавання льоду:

$$\begin{aligned} Q_{\text{від}} &= M_n (c_l (t_0 - t_{\text{конд}}) + \lambda_1 + \lambda_2) = 6(0,5(0 + 35) + 80 + 10) = \\ &= 645 \text{ ккал} = 2703 \text{ кДж.} \end{aligned}$$

де $c_l=0,5 \text{ ккал/(кг}\cdot\text{град)}=2,1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)}$ – теплоємність льоду; $t_0=0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура плавлення льоду; $\lambda_1=80 \text{ ккал/кг}=335 \text{ кДж/кг}$ – теплота плавлення льоду; $\lambda_2=10 \text{ ккал/кг}=41,9 \text{ кДж/кг}$ – теплота нагрівання рідкого конденсату.

Витрата води:

$$G_g = \frac{Q_{\text{від}}}{c_g (t_{\text{поч.г}} - t_{\text{кін.г}}) \tau_{\text{від}}} = \frac{2703 \cdot 10^3}{4190(20 - 10) \cdot 1} = 64,5 \text{ кг / год,}$$

де $c_g=4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град)}$ – теплоємність води.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сидоров Ю.І. Процеси і апарати мікробіологічної та фармацевтичної промисловості. Технічні розрахунки. Приклади і задачі. Основи проектування / Навч. посібник / Ю.І. Сидоров, Р.Й. Влязло, В.П. Новиков. – Львів: «Інтелект-Захід», 2008. – 736 с.

2. Сидоров Ю.І. Процеси і апарати мікробіологічної промисловості. Технічні розрахунки. Приклади і задачі. Основи проектування виробництв . Ч.І. Ферментація: Навч. посібник / Ю.І. Сидоров, Р.Й. Влязло, В.П. Новиков. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004. – 240 с.

3. Сидоров Ю.І. Процеси і апарати мікробіологічної промисловості. Технічні розрахунки. Приклади і задачі. Основи проектування виробництв / Ч.ІІ. Оброблення культуральних рідин: Навч. посібник/ Ю.І. Сидоров, Р.Й. Влязло, В.П. Новиков – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004. – 296 с.

4. Технологічне обладнання біотехнологічної і фармацевтичної промисловості: підручник / М.В. Стасевич, А.О. Милянч, Л.С. Стрельников та ін.– Львів: «Новий Світ-2000», 2017. – 410 с.

5. Карлаш, Ю. В. Основи проектування біотехнологічних виробництв [Електронний ресурс] : навч. посібник / Ю. В. Карлаш, В. О. Красінко ; Національний університет харчових технологій. – Київ : НУХТ, 2022. – 373 с.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології: підручник/ Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – Київ: НТУУ «КПІ», 2011.-Ч.1-416с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології : підручник/ Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок та ін. – Київ: НТУУ «КПІ», 2011.-Ч.2-416 с.
3. Карлаш Ю.В. Основи проектування біотехнологічних виробництв. [Електронний ресурс]: конспект лекцій для для здобувачів освітнього ступеня «бакалавр» спеціальності 162 «Біотехнології та біоінженерія» освітньо-професійної програми «Біотехнологія» денної та заочної форм навчання /Ю.В. Карлаш, Є.О. Омельчук - К: НУХТ, 2019. – 252 с. <http://library.nuft.edu.ua/ebook/file/69.135.pdf>
4. Українець А.І. Проектування типового і спеціального устаткування мікробіологічної, фармацевтичної та харчової промисловості: Навч. посібник /А.І. Українець, О.Т. Богорош, В.М. Поводзинський; За заг. ред. проф. О.Т. Богороша- К.: НУХТ, 2007.-148 с.
5. Реактори біотехнологічних виробництв. Практикум [Електронний ресурс] :навч. посіб. для студ. які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітньою програмою «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: В. М. Мельник, Л. Ю. Авдєєва. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,46 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 60 с. – <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/41321> - Назва з екрана.
6. Процеси, апарати та устаткування біотехнологічних виробництв – 1. Процеси і апарати біотехнологічних виробництв. Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавр за спеціальністю 162 «Біотехнології та біоінженерія», освітньої програми «Біотехнології» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Л. І. Ружинська, Ж. І. Остапенко, О. В. Воробйова, М. Ф. Калініна. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,68 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 66 с. – Назва з екрана.
7. Процеси, апарати та устаткування біотехнологічних виробництв – 2. Устаткування виробництв галузі. Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавр за спеціальністю 162 «Біотехнології та біоінженерія», освітньої програми «Біотехнології» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; Л. І. Ружинська, Ж. І. Остапенко, М. Ф. Калініна, О. В. Воробйова. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,6 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 70 с. – Назва з екрана.
8. Проектування реакторів біотехнологічних та фармацевтичних виробництв [Електронний ресурс] : навчальний посібник / НТУУ «КПІ» ; уклад.: Л. І. Ружинська, І. А. Буртна, В. М. Поводзинський, В. Ю. Шибецький. – Електронні текстові дані (1 файл: 10,7 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2014. – 131 с. – Назва з екрана.

9. Дипломне проектування [Електронний ресурс] : навчальний посібник до виконання дипломного проєкту на здобуття ступеню «бакалавр» галузі знань 13 – Механічна інженерія спеціальності 133 – Галузеве машинобудування освітня програма Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Л. І. Ружинська, С. І. Костик, В. П. Косова. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,36 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 43 с. – Назва з екрана.

ДОДАТОК А

Додаток А.1. Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Факультет біотехнології і біотехніки

Кафедра біотехніки та інженерії

Пояснювальна записка

до курсового проєкту з дисципліни «Устаткування виробництв галузі»

На тему: _____

Група

Б _ - _

Студент

(прізвище, ініціали)

(підпис)

Керівник проєкту

(прізвище, ініціали)

(підпис)

Київ-202_

Додаток А.2. Приклад оформлення завдання на курсовий проєкт

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Факультет біотехнології і біотехніки

Кафедра біотехніки та інженерії

Завдання

до курсового проєкту з дисципліни «Устаткування виробництв галузі»

Студент

_____ (прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проєкту _____

2. Термін здачі студентом закінченого проєкту " _ " _____ 202__ р.

3. Вихідні дані до проєкту _____

4. Зміст пояснювальної записки, перелік завдань, що їх належить виконати

5. Перелік креслеників та графічного матеріалу із відповідними назвами креслеників та форматом аркушів

6. Дата видачі завдання " _____ " _____ 202__ р.

Керівник

_____ (прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Завдання прийнято до виконання

студент

_____ (прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Додаток А.3. Зміст пояснювальної записки

Вступ

1. Призначення та галузь застосування апарату*
2. Описання та обґрунтування вибраної конструкції*
3. Технічна характеристика.
4. Технологічні розрахунки
5. Вибір загальнозаводського обладнання
6. Вимоги техніки безпеки та промислової санітарії
7. Висновки

Перелік посилань

*Замість абстрактних понять «апарат» і «конструкція» студент має вказати конкретну назву апарату, що розробляється.

Додаток А.4. Календарний план

Пор. №	Назва розділів курсового проєкту	Терміни виконання розділів	Відмітка про виконання

Керівник _____ « » _____ 202 р
(прізвище, ініціали) (підпис)

Студент _____ « » _____ 202 р
(прізвище, ініціали) (підпис)

Додаток А.5. Приклади виконання технічної характеристики

Теплообмінні апарати

<i>Показники</i>		<i>Трубний простір</i>	<i>Міжтрубний простір</i>
<i>Середовище</i>	<i>Найменування</i>		
	<i>Токсичність</i>		
	<i>Вибухонебезпечність</i>		
	<i>Агресивність</i>		
	<i>Температура</i>		
<i>Робочий тиск, МПа</i>			
<i>Об'єм, м³</i>			
<i>Площа поверхні теплообміну, м²</i>			
<i>Габаритні розміри, мм</i>			
<i>Маса, кг</i>			

Випарні апарати

1. Апарат призначено для упарювання розчину _____ від початкової концентрації ____%.
2. Номінальний об'єм апарата _____ м³.
3. Продуктивність за вихідним продуктом _____ кг/с.
4. Площа поверхні теплообміну _____ м².
5. Абсолютний тиск:
 - в апараті _____ МПа;
 - в міжтрубному просторі _____ МПа.
6. Максимальна температура:
 - в трубному просторі _____ °С;
 - в міжтрубному просторі _____ °С.
7. Середовище:
 - в трубному просторі: _____;
 - в міжтрубному просторі: _____.
8. Габаритні розміри, мм.
9. Маса _____ кг.

Апарати ультрафільтрації

1. Апарат призначено для концентрування розчину _____ від початкової концентрації _____% до _____%
2. Робочий об'єм апарата _____ м³.
3. Продуктивність за вихідним продуктом _____ кг/с.
4. Площа поверхні мембран усіх _____ секцій _____ м².
5. Робочий тиск _____ МПа.
6. Робоча температура _____ °С.
7. Габаритні розміри:
 - ширина _____ мм;
 - довжина _____ мм;
 - висота _____ мм.
8. Маса _____ кг.

Апарати сушильні

1. Апарат призначено для висушування розчину _____ від початкової вологості _____% до _____%.
2. Продуктивність за випареною вологою _____ кг/с.
3. Діаметр сушильної камери _____ мм.
4. Робочий об'єм сушильної камери _____ м³.
5. Температура теплоносія:
 - на вході в сушарку _____ °С
 - на виході з сушарки _____ °С.
6. Витрата теплоносія _____ кг/год.
7. Встановлена потужність _____ кВт.
8. Відцентровий розпилювач:
 - діаметр диска _____ мм
 - частота обертання _____ с⁻¹.
9. Габаритні розміри:
 - ширина _____ мм;
 - довжина _____ мм;
 - висота _____ мм.
9. Маса _____ кг.

Апарати із перемішуючими пристроями

1. Апарат призначено для _____.
2. Робочий об'єм, _____ м³.
3. Тип перемішуючого пристрою –мішалка _____.
4. Кількість мішалок _____.
5. Кількість відбивних перегородок _____.
6. Частота обертання вала мішалки, _____ с⁻¹.
7. Потужність електродвигуна _____ кВт.
10. Габаритні розміри:
 - ширина _____ мм;
 - довжина _____ мм;
 - _ висота _____ мм.
8. Маса _____ кг.

**Додаток А.6. Приклад оформлення титульного аркуша на папку
курсowego проєкту**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Факультет біотехнології і біотехніки

Кафедра біотехніки та інженерії

КУРСОВИЙ ПРОЄКТ

з дисципліни: «Устаткування виробництв галузі»

тема: « _____ »

Виконав: _____
студент III курсу, групи Б_ - __
спеціальності: Біотехнології та біоінженерія

Керівник: _____
кількість балів _____

(підпис)

(Прізвище та ініціали)

(підпис)

(Прізвище та ініціали)

(підпис)

(Прізвище та ініціали)

Додаток А.8. Завдання на курсовий проєкт

Завдання 1

Розрахувати і спроектувати теплообмінник установки для стерилізації поживного середовища виробництва “А”.

Вихідні дані для розрахунку (табл. А.1):

- витрати поживного середовища - G_1 т/год;
- початкова температура - t_1' °C ;
- кінцева температура - t_1'' °C ;
- холодний теплоносій – вода;
- початкова температура - t_2' °C ;
- кінцева температура - t_2'' °C ;
- схема руху теплоносіїв – протитік;
- тип теплообмінника – «труба в трубі».
- виробництво: А – лимонна кислота; В – лізин з бурячної меляси; С – кормовий препарат ентобактерина.

Табл. А.1. Варіанти завдань

Варіант	G_1	t_1'	t_1''	t_2'	t_2''	Виробництво
1	5,6	114	35	19	76	А
2	6,2	120	28	16	76	А
3	5,2	130	34	20	73	А
4	5,2	130	29	18	79	В
5	6,1	126	39	22	71	В
6	6,4	128	26	21	71	В
7	6,1	124	40	23	81	С
8	4,7	110	41	24	72	С
9	6,5	120	32	20	79	С
10	5,6	123	33	22	80	А
11	6,1	124	30	22	84	В
12	4,5	128	42	19	78	С

Завдання 2

Розрахувати і спроектувати теплообмінник підігрівач культуральної рідини виробництва лізину з бурякової меляси.

Вихідні дані (табл. А.2):

- витрата культуральної рідини - G_2 т/год;
- початкова температура - t_2' °C ;
- кінцева температура - t_2'' °C ;
- гарячий теплоносій – вода;
- початкова температура - t_1' °C ;
- кінцева температура - t_1'' °C ;
- схема руху теплоносіїв – протитік;
- тип теплообмінника – кожухотрубний вертикальний.

Табл. А.2. Варіанти завдань

Варіант	G_2	t_2'	t_2''	t_1'	t_1''
1	100	33	57	95	68
2	103	30	61	95	65
3	89	27	61	85	73
4	89	30	64	87	66
5	103	33	63	92	74
6	99	25	58	93	72
7	88	30	63	87	69
8	89	25	62	95	70
9	100	29	64	95	68
10	109	27	58	87	69
11	94	32	62	87	65
12	118	26	62	85	67

Завдання 3

Розрахувати і спроектувати теплообмінник установки для стерилізації компонентів поживного середовища виробництв лізину з бурячної меляси.

Вихідні дані (табл. А.3):

- витрата поживного середовища - G_1 т/год;
- початкова температура - t_1' °C ;
- кінцева температура - t_1'' °C ;
- холодний теплоносій – живильне середовище, яке поступає на стерилізацію ($G_1 = G_2$);
- початкова температура - t_2' °C ;
- схема руху теплоносіїв – протитік;
- тип теплообмінника – пластинчастий.

Табл. А.3. Варіанти завдань

Варіант	G_1	t_1'	t_1''	t_2'
1	77	132	71	26
2	113	126	71	30
3	71	135	74	29
4	105	132	86	26
5	58	132	76	20
6	80	140	78	23
7	76	122	73	20
8	95	128	89	28
9	141	132	73	25
10	78	126	85	23
11	141	123	88	23
12	104	140	78	24

Завдання 4

Розрахувати і спроектувати двокорпусний випарний апарат для концентрування культуральної рідини виробництва лізину з бурячної меляси.

Вихідні дані (табл. А.4):

- продуктивність випарної установки по вихідному розчині - $G_{поч}$, т/ГОД;
- початкова концентрація розчину - a_n , %;
- кінцева концентрація розчину - a_k , %;
- температура розчину, що надходить - $t_{поч}$, °С;
- абсолютний тиск у конденсаторі - p_0 , МПа;
- абсолютний тиск пари, що гріє - $p_{зр}$, МПа.

Табл. А.4. Варіанти завдань

Варіант	$G_{поч}$	a_n	a_k	$t_{поч}$	p_0	$p_{зр}$
1	10	8	20	20	0,01	0,21
2	16	6	20	24	0,014	0,18
3	19	8	18	18	0,01	0,24
4	15	5	19	19	0,01	0,15
5	9	9	21	18	0,014	0,18
6	10	9	22	23	0,015	0,24
7	9	5	20	23	0,014	0,23
8	14	10	20	20	0,014	0,22
9	19	9	21	25	0,011	0,23
10	13	5	18	22	0,011	0,23
11	14	6	18	18	0,011	0,25
12	10	6	20	23	0,014	0,19

Завдання 5

Розрахувати і спроектувати ферментер виробництва лізину з бурячної меляси.

Вихідні дані (табл. А.5):

- об'єм апарату - $V, \text{м}^3$;
- ступінь заповнення - φ ;
- температура в апараті - $t_c, ^\circ\text{C}$;
- початкова температура - $t_B', ^\circ\text{C}$;
- кінцева температура води - $t_B'', ^\circ\text{C}$;
- холодний теплоносій – вода.

Табл. А.5. Варіанти завдань

Варіант	V	φ	t_c	t_B'	t_B''
1	25	0,5	32	18	26
2	32	0,75	30	19	28
3	40	0,5	32	20	28
4	50	0,75	28	22	26
5	63	0,5	32	19	25
6	100	0,75	33	21	27
7	25	0,5	33	20	28
8	32	0,75	33	19	25
9	40	0,5	33	21	25
10	50	0,75	29	21	25
11	63	0,5	30	20	28
12	100	0,75	31	18	27

Завдання 6

Спроекувати та розрахувати змішувач для приготування розчину:

1. 20% розчин меляси;
2. 10% розчин меляси;
3. 10% розчин NaCl;
4. 10% розчин NH₄NO₃.

Вихідні дані (табл. А.6):

- продуктивність змішувача - V , м³ / год;
- температура середовища в апараті - t_c , °C;
- ступінь заповнення змішувача - φ ;
- тиск в апараті – атмосферний;
- тривалість змішування - τ , хв;
- тип мішалки – «А»;
- число обертів мішалки – «n», с⁻¹.

Табл. А.6. Варіанти завдань

Варіант	V	t_c	φ	τ	n	«А»
1	8	30	0,65	40	2,08	турбінна
2	12	35	0,6	30	0,33	лопатева
3	10	30	0,7	45	2,67	турбінна
4	12	35	0,65	50	0,53	лопатева
5	10	30	0,6	60	2,08	турбінна
6	8	35	0,7	45	0,33	лопатева
7	10	30	0,65	35	2,67	турбінна
8	12	35	0,6	50	0,53	лопатева
9	8	30	0,7	40	3,33	турбінна
10	10	35	0,65	45	0,21	лопатева
11	8	28	0,75	30	0,33	турбінна
12	10	30	0,5	45	2,67	лопатева

Завдання 7

Розрахувати та спроектувати вакуум-випарну установку для першого випарювання розчину лимонної кислоти.

Вихідні дані (табл. А.7):

- продуктивність установки по вихідному продукту - $G_n, m / год$;
- початкова концентрація розчину - $a_n, \%$;
- кінцева концентрація розчину - $a_k, \%$;
- температура розчину, що надходить - $t_n, ^\circ C$;
- абсолютний тиск в конденсаторі - $p_0, МПа$;
- абсолютний тиск нагріваючої пари - $p_{zp}, МПа$;
- вологість нагріваючої пари - $\varphi, \%$.

Табл. А.7. Варіанти завдань

Варіант	G_n	a_n	a_k	t_n	p_0	p_{zp}	φ
1	63	6	21	35	0,012	0,29	0,5
2	61	9	28	33	0,025	0,25	0,6
3	61	7	24	27	0,01	0,25	0,2
4	39	5	20	32	0,015	0,23	0,1
5	52	12	30	24	0,012	0,27	0,2
6	35	9	28	30	0,013	0,23	0,3
7	63	5	30	35	0,018	0,24	0,8
8	48	12	27	25	0,019	0,28	0,8
9	49	5	29	24	0,017	0,3	0,1
10	49	12	21	26	0,019	0,26	0,3
11	58	5	29	26	0,023	0,23	0,2
12	59	12	22	28	0,023	0,28	0,5

Завдання 8

Розрахувати і спроектувати теплообмінник підігрівач культуральної рідини виробництва лізину з бурякової меляси.

Вихідні дані (табл. А.8):

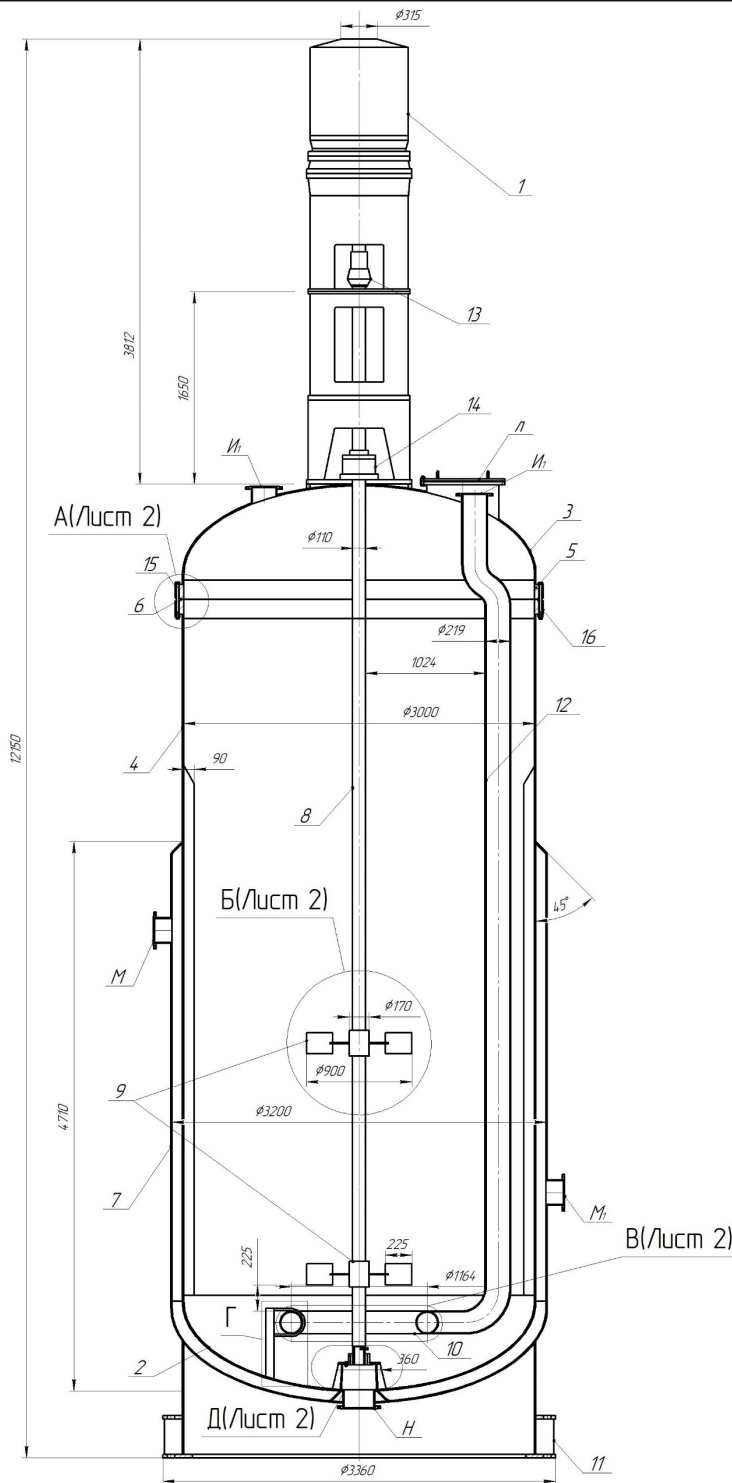
- витрата культуральної рідини - G_2 т/год;
- початкова температура - t_2' °C ;
- кінцева температура - t_2'' °C ;
- гарячий теплоносієй – вторинна пара;
- тиск вторинної пари – P_1 , МПа;
- тип теплообмінника – кожухотрубний вертикальний.

Табл. А.8. Варіанти завдань

Варіант	G_2	t_2'	t_2''	P_1
1	117	31	62	0,09
2	97	29	67	0,1
3	94	28	63	0,12
4	97	29	61	0,09
5	96	26	61	0,09
6	80	25	70	0,1
7	88	33	63	0,1
8	80	25	64	0,1
9	99	26	67	0,11
10	107	28	60	0,11
11	105	33	67	0,12
12	82	33	60	0,12

ДОДАТОК Б

Додаток Б.1. Приклад оформлення креслення ферментеру



Таблиця штучерів

Позначення	Найменування	Кількість	Прохід умовний D, мм	Тиск умовний Р, МПа
А	Для подачі поживного середовища	1	250	0,6
Б	Для подачі пасивного матеріалу	1	150	0,6
В	Для манометра	1	40	0,6
Г	Для термометра	1	40	0,6
Д	Для рН-метра	1	40	0,6
Ж	Для відбору проб	2	25	0,6
И	Для подачі повітря	1	200	0,6
И ₁	Для виходу повітря	1	200	0,6
К	Для подачі пінгоасника	1	25	0,6
Л	Лок	1	600	0,6
М	Для подачі теплоносія	1	200	0,6
М ₁	Для виходу теплоносія	1	200	0,6
Н	Для виходу продукту	1	250	0,6
С	Оглядове вікно	2	200	0,6
Т	Резервний	2	100	0,6

Технічна характеристика

- Призначений для культивування продуктів І-лізину
- Об'єм апарату
 Номінальний 50 м³
 Робочий об'єм 35 м³
- Тип перемішувачого пристрою – мішалка турбінна відкрита
- Кількість мішалок 2
- Кількість відділених перегорожок 4
- Частота обертання вала мішалки 75 с⁻¹
- Потужність електродвигуна 75 кВт
- Тип електродвигуна МН 5860-66
- Площа поверхні теплообігріву 39 м²
- Робочий тиск 0,02 МПа
- Максимальний тиск 0,6 МПа
- Середовище:
 в апараті – стерильне поживне середовище;
 у сороці – вода технічна.
- Температура
 поживного середовища під час культивування 31°С
 теплоносія у сороці від 17°С до 28°С
- Габаритні розміри
 – ширина 3550 мм
 – довжина 3360 мм
 – висота 12150 мм
- Маса 7800 кг

Технічні вимоги

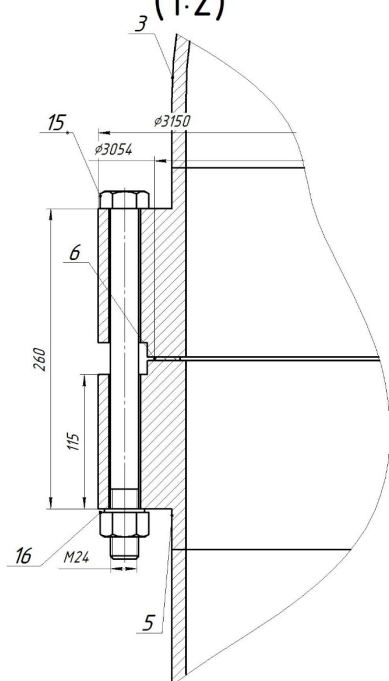
- Апарат повинен відповідати Правилам встановлення і безпечної експлуатації апаратів, що працюють під тиском
- Провести габаритні випробування апарату на міцність пробним тиском 0,6 МПа
- Зварні шви контролювати рентгенопробуванням або УЗД
- Призначення штучерів за таблицею штучерів

Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Маса 1 шт.	Найменування і марка матеріалу	Примітка
1		Привід	1		Сталь 12Х18Н10Т	
2		Днище еліптичне	1		Сталь 12Х18Н10Т	
3		Кришка еліптична	1		Сталь 12Х18Н10Т	
4		Обличайка циліндрична	1		Сталь 12Х18Н10Т	
5		Фланець	2		Сталь 12Х18Н10Т	
6		Пакладка	1		Гума	
7		Сорочка	1		Сталь 12Х18Н10Т	
8		Вал перемішувачого пристрою	1		Сталь 12Х18Н10Т	
9		Мішалка турбінна двоярусна	1		Сталь 12Х18Н10Т	
10		Бардотер кільцевий	1		Сталь 12Х18Н10Т	
11		Опора	1		Сталь Ст3сп4	
12		Труба передавляюча	1		Сталь 12Х18Н10Т	
13		Міфрпа	1		Сталь 12Х18Н10Т	
14		Торцеве ущільнення ТТ	1		Сталь 12Х18Н10Т	
15		Болт М24	2		Сталь ХН35В8Т	
16		Гайка М24	2		Сталь 25Х1МФ	
17		Болт М10	2		Сталь 25Х1МФ	

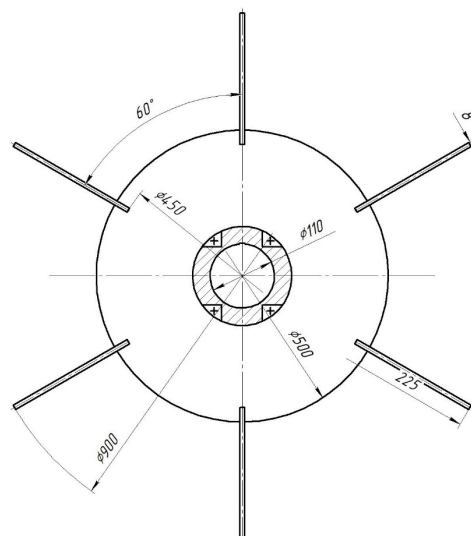
№	Док.	№ докум.	Лист	Знак	Ферментер	Док.	Маса	Магистр
					Вид загальний		1,20	
						Лист	Кількість	
							КП ім. Ігоря Сікарського	

Додаток Б.1. Продовження

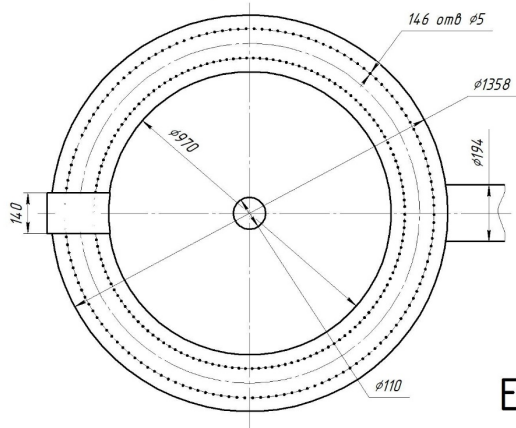
Б (Лист 1)
(1:2)



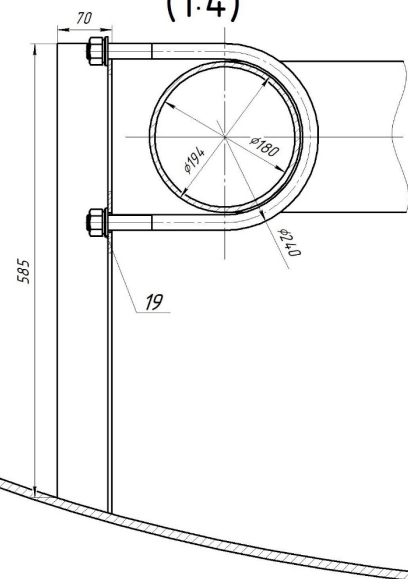
В (Лист 1)
(1:4)



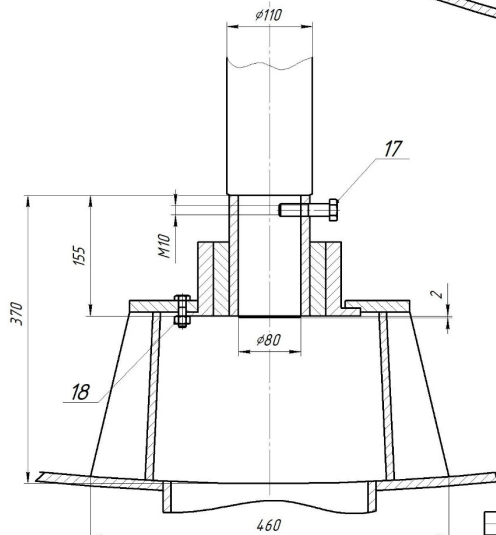
Г (Лист 1)
(1:4)



Д (Лист 1)
(1:4)

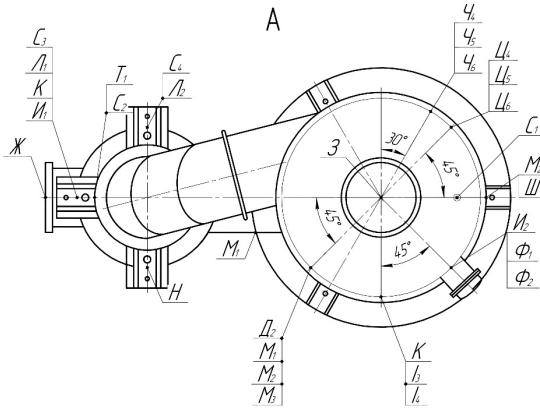
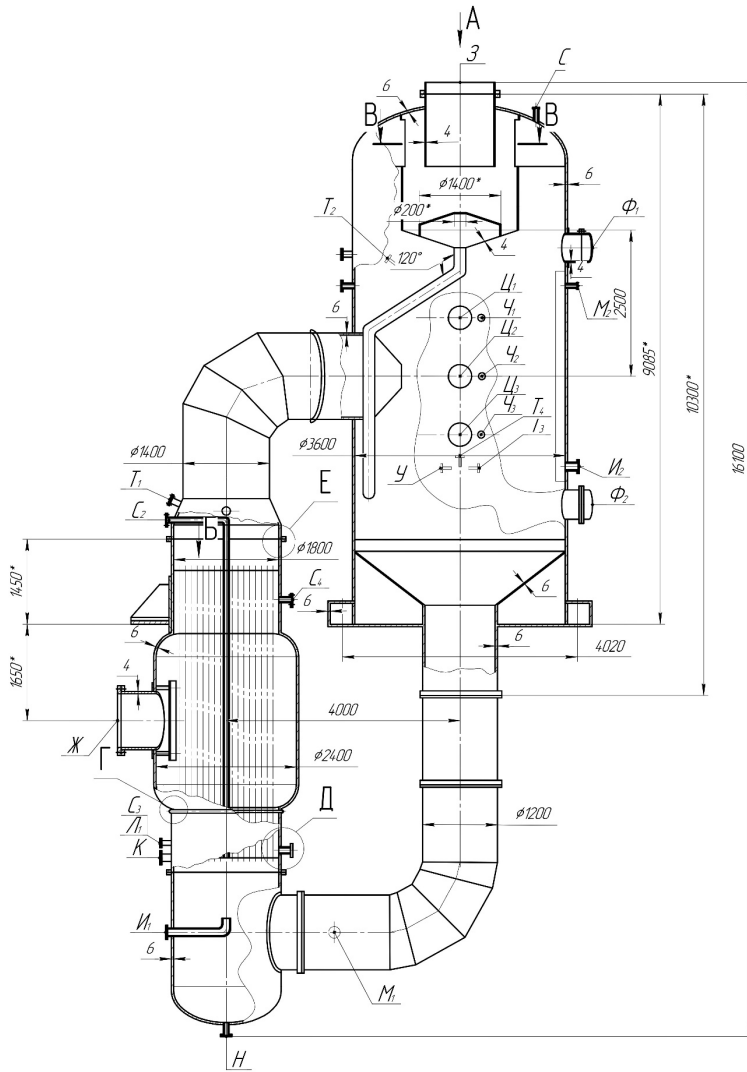


Е (Лист 1)
(1:4)



Знак	Апр	№ документа	Габарит	Вариант

Додаток Б.2. Приклад оформлення креслення випарного апарату



Таблиця шпунців

Позначення	Найменування	Кількість, шт	Висота, мм	Маса, Мпа
Ж	Вхід газової пари	1	1000	10
З	Вихід вторинної пари	1	1200	10
И ₁	Вхід розчину	2	150	10
К	Вихід конденсату	1	125	10
Л ₁	Для промивання	2	80	10
М ₁	Відбір проб	2	40	10
Н	Злив	1	100	10
С ₁	Для з'єднання з атмосферою	4	65	10
Т ₁	Гільза термометра	4	40	2,5
У	Гільза манометра	1	40	16
Ф ₁	Люк	2	500	0,6
Ц ₁	Вікно оглядове	6	150	10
Ч ₁	Для промивання оглядового вікна	6	20	10
Ш	Гільза барометра	1	40	10

Технічна характеристика

1. Апарат призначений для управління розчину лимонної кислоти	
2. Концентрація розчину, %	5,5
початкова	26
кінцева	8,3
3. Продуктивність за вихідним продуктом, кг/с	8,3
4. Площа поверхні теплообміну, м ²	630
5. Абсолютний тиск, МПа	
в сепараторі	0,0161
в міжтрубному просторі	0,13
в трубному просторі	0,103
6. Максимальна температура, °С	
в сепараторі	55,49
в трубному просторі	66,74
в міжтрубному просторі	106,88
7. Середовище	
в сепараторі	розчин лимонної кислоти
в трубному просторі	розчин лимонної кислоти
в міжтрубному просторі	нагріта водяна пара
8. Геометричні розміри, мм	
висота	16100
ширина	4000
довжина	8120
9. Маса, кг	40000

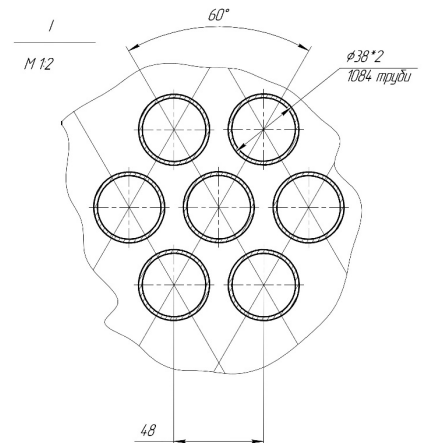
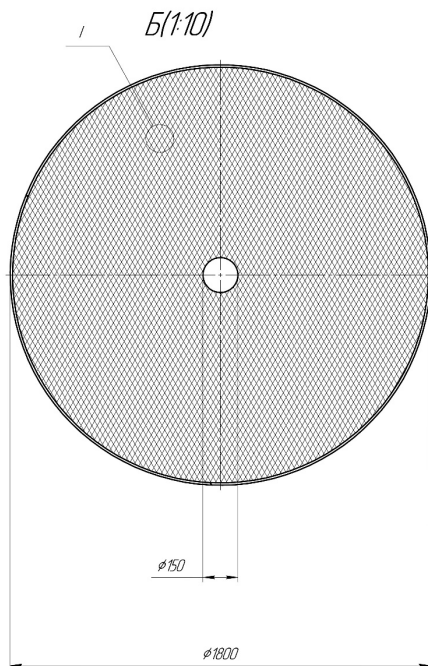
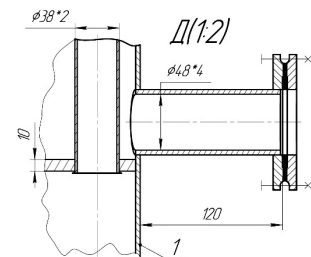
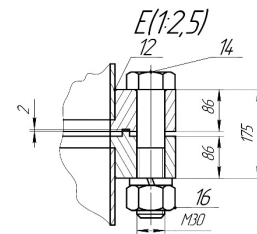
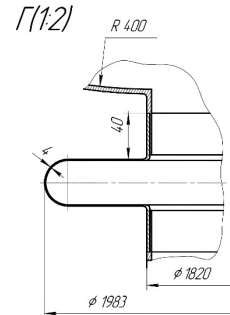
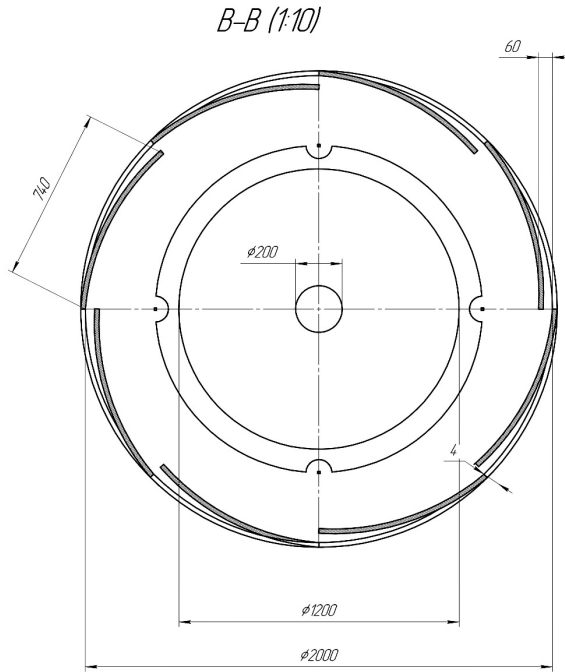
Технічні вимоги

- При виготовленні апарату керуватися ГОСТ 12.2.003-91
- Корпус апарату та деталі, що контактують з розчином якой упарюється, виготовляти із сталі 1Х21Н5Т ГОСТ 5632-72
- опору - зі сталі 45Х ГОСТ 4543-71, інші деталі - зі сталі 3 ДСТУ 2651:2005 (ГОСТ 380-2005)
- З'єднання швів вказані за ГОСТ 5264-80
- Зварні з'єднання контролюються рентгенографічним у відомі 100% за ДСТУ 3491-96. Зварні з'єднання нержавіючих сталей контролюються на стійкість проти міжкристалічної корозії за ГОСТ 6032-84.
- Невказані діаметри шпунців 120мм
- Діагностичне розташування шпунців, опор, оглядових вікон дивись на вигляді А.
- *Розміри для довідок.

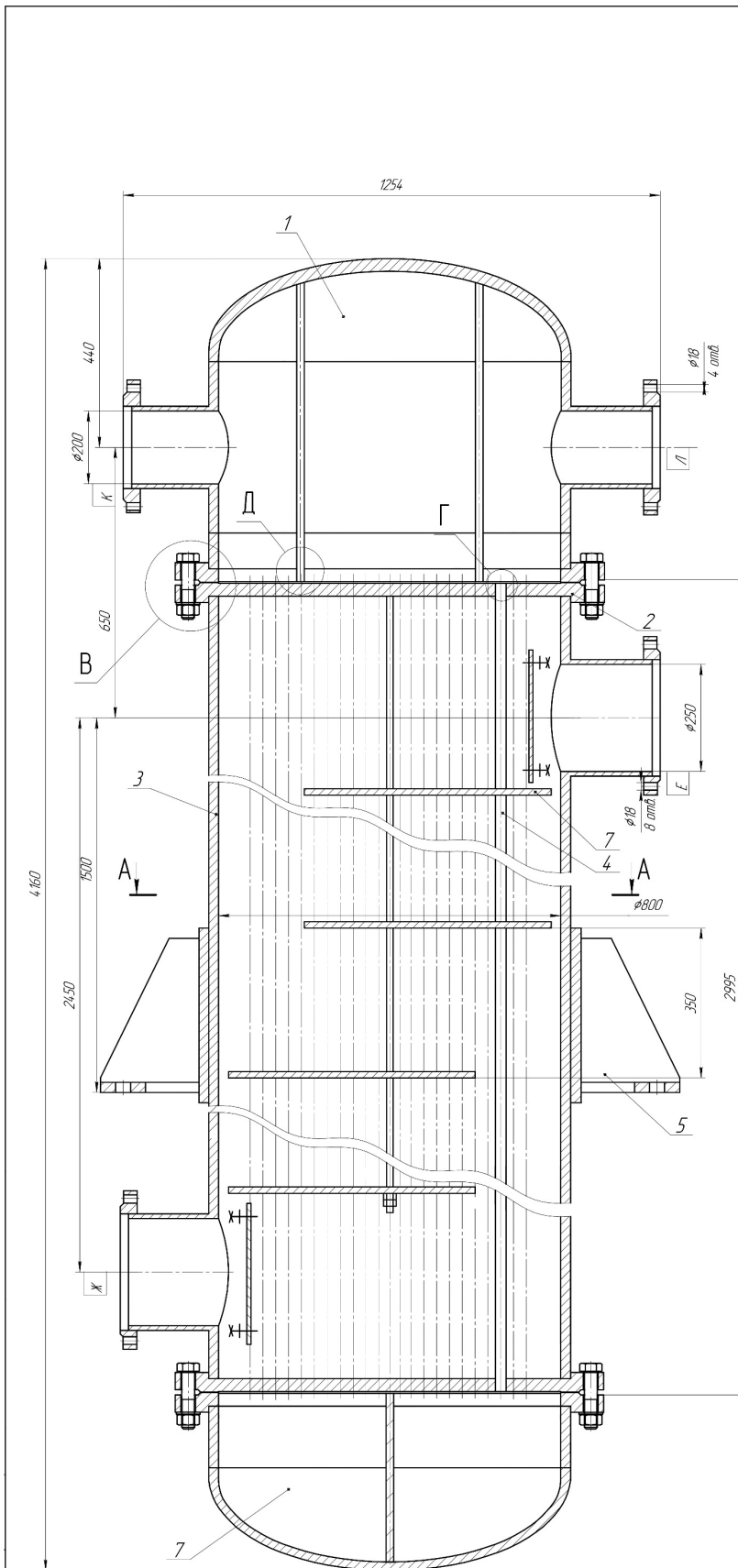
Поз.	Позначення	Найменування	Кількість, шт	Маса, кг	Найменування по марці матеріалу	Примітки
1		Корпус газової камери	1		Х21Н5Т	
2		Сепаратор	1		Х21Н5Т	
3		Труба циркуляційна	1		Х21Н5Т	
4		Кришка газової камери	1		Х21Н5Т	ГОСТ 6532-97
5		Днище	1		Х21Н5Т	ГОСТ 6532-98
6		Коліно	1		Х21Н5Т	ГОСТ 6532-98
7		Коліно	1		Х21Н5Т	ГОСТ 6532-98
8		Люк	2			
9		Оглядове вікно	6			
10		Фланець	1		1Х21Н5Т	ГОСТ 6820-80
11		Фланець	1		Сталь Ст 3	ГОСТ 6820-80
12		Фланець	1		Сталь Ст 3	ГОСТ 6820-80
13		Болт М27х220	88			ГОСТ 7798-70
14		Болт М30х175	132			ГОСТ 7798-70
15		Гайка М27	88			ГОСТ 5918-70
16		Гайка М30	132			ГОСТ 5918-70
17		Шайба 27	88			ГОСТ 1574-78
18		Шайба 30	132			ГОСТ 1574-78
19		Прокладка F-700-0,6	3			

№	Док.	№ докум.	Назва	Випарний апарат із висесною газовою камерою, вид загальний	Аук.	Маса	Максимум
							140
							КПІ ім. Ігоря Сікорського

Додаток Б.2. Продовження



Додаток Б.3. Приклад оформлення креслення кожухотрубного теплообмінника



Таблиця штицерів

Позн	Найменування	Кіл.	Діаметр номін.	Тиск номін.
Е	вхід води	1	DN250 PN6,3	
Ж	вихід води	1	DN250 PN6,3	
К	вхід культуральної рідини	1	DN200 PN6,3	
Л	вихід культуральної рідини	1	DN200 PN6,3	

Технічна характеристика

1. Апарат призначено для підгріву культуральної рідини виробництва лезни з дуржової м'яси
2. Витрата культуральної рідини, кг/с 36,1
3. Об'єм апарату:
 - трубного простору, м³ 2,1
 - міжтрубного простору, м³ 1,6
4. Температура, °C:
 - а) культуральної рідини на вході в апарат 30
 - б) культуральної рідини на виході з апарату 65
 - в) води на вході в апарат 92
 - г) води на виході з апарату 68
5. Середовище в апараті:
 - а) у трубному просторі – культуральна рідина (нетоксичне, невідрухопозитивне, неагресивне);
 - б) у міжтрубному просторі – вода (нетоксичне, невідрухопозитивне, неагресивне).
6. Абсолютний тиск, МПа:
 - а) у трубному просторі 0,1
 - б) в міжтрубному просторі 0,34
7. Габарити:
 - висота, мм 4160
 - довжина, мм 1260
 - ширина, мм 800
 - довжина труди, мм 3000
 - кількість труди 404
8. Площа поверхні теплообмінника, м² 95
9. Місткість, м³:
 - а) трубного простору 2,1
 - б) міжтрубного простору 1,6

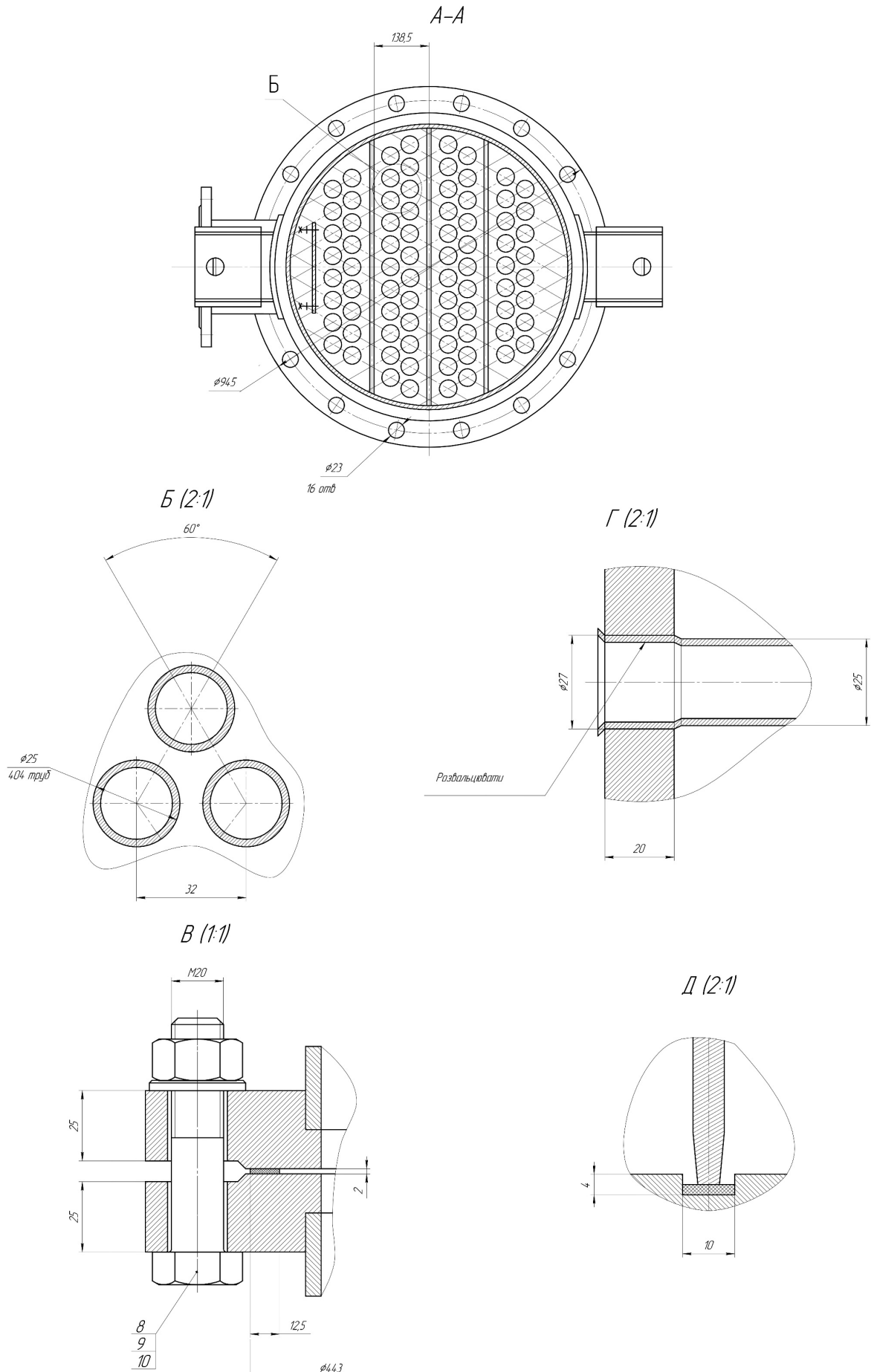
Технічні вимоги

1. Апарат підлягає дії ДНАОП 0.00-107-94. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.
2. Під час виготовлення, випробування і поставлення апарату мають виконуватися вимоги.
3. Матеріал металевих елементів апарату, які стикаються з теплоносіями – сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-72, решети металевих елементів – сталь Ст3 ГОСТ 380-94. Матеріал ущільнювальних прокладок параніт нафтобензотрипільний ПНБ ГОСТ 481-80.
4. Апарат випробувати на міцність і щільність габаритно у вертикальному положенні, МПа:
 - а) міжтрубний простір – 0,6
 - б) трубний простір – 0,4
5. Зварні з'єднання повинні відповідати вимогам ОСТ 26-01-82-77. Сварка в хіміческом машиностроенні.
6. Зварні шви в одязі 100% контролювати рентгенопробіванням.
7. Виліт штицерів 155 мм.
8. Розміри для довідок.

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Маса т/шт.	Найменування матеріалу	Примітка
1		Камера розподільна	1			
2		Решітка трубна	1			
3		Кожух	1			
4		Труба теплообмінна	1			
5		Опора рукома	1			
6		Перегородка	6			
7		Кришка кожуха	1			
8		Болт М20-6хх60.110 ГОСТ 22353-77	40			
9		Гайка М20-6Н.110 ГОСТ 22354-77	40			
10		Шайба М20 ГОСТ 22355-77	40			
11		Прокладка	1			

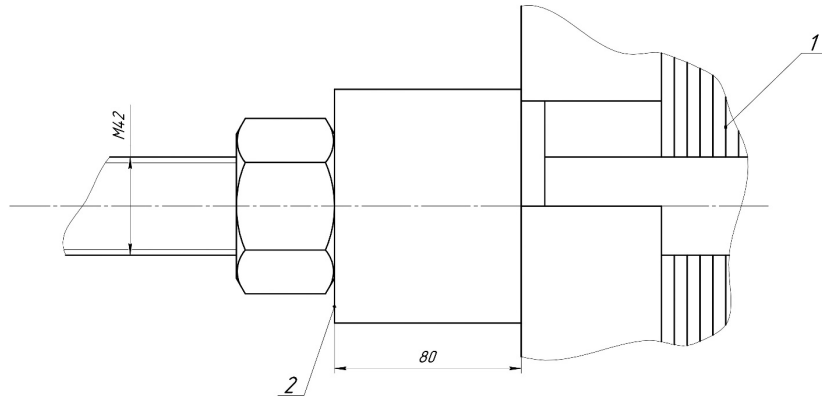
№	Ім'я	№ докум.	Титул	Дата	Кожухотрубний теплообмінник. Вид загальний	Док.	Маса	Масштаб
								15
								КПІ ім. Ігоря Сікорського

Додаток Б.3. Продовження

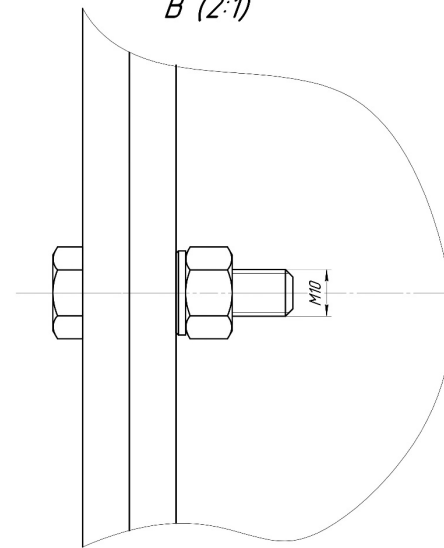


Додаток Б.4. Продовження

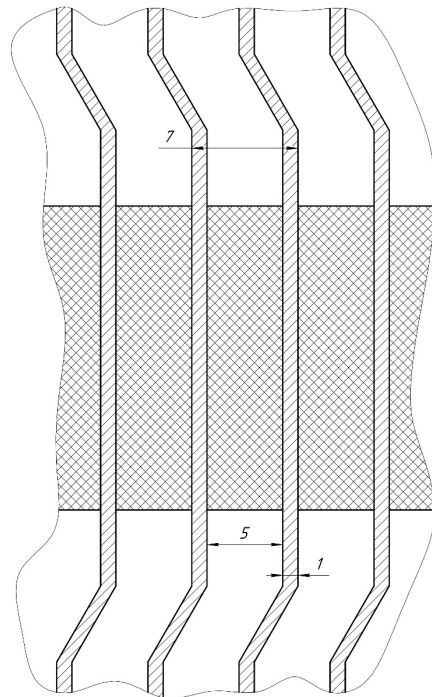
Б (1:1)



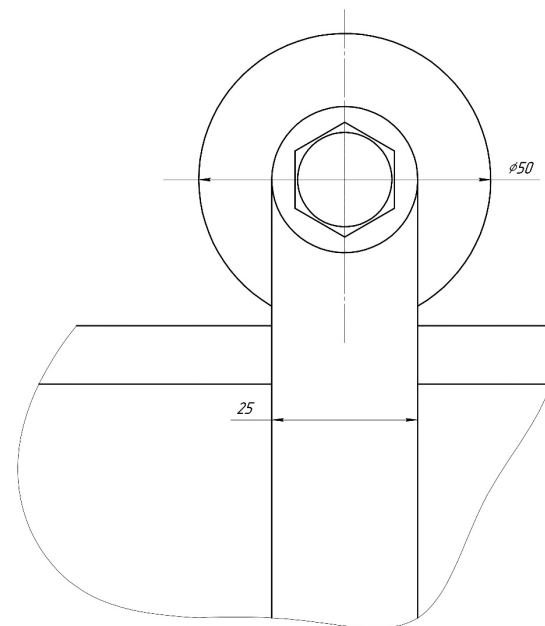
В (2:1)



Г (10:1)

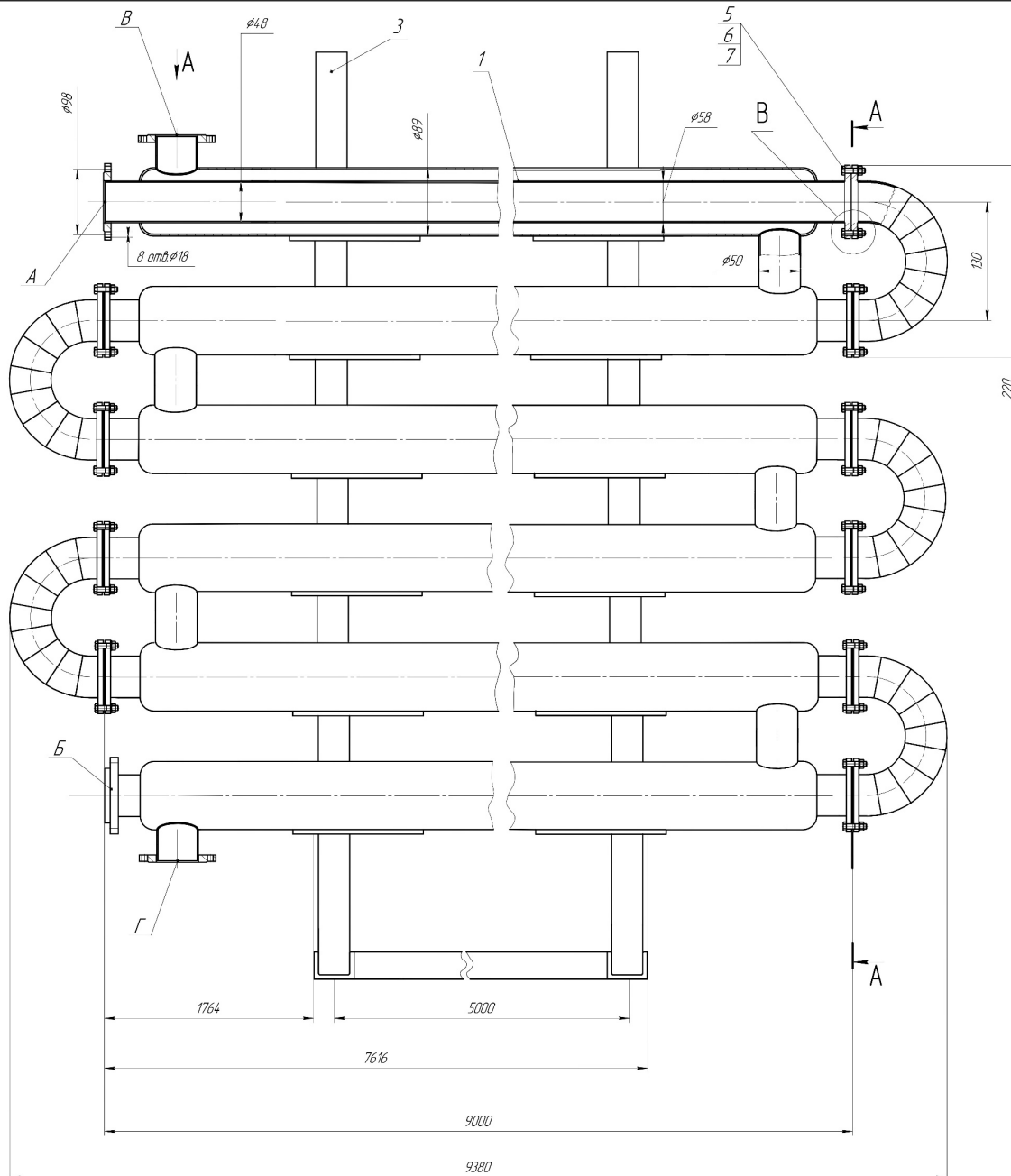


Д (2:1)



№	Док.	№ докум.	Рис.	Форм.

Додаток Б.5. Приклад оформлення креслення теплообмінника типу «труба в трубі»



Таблиця штицерів

Позначення	Назва	Кількість	Прокіт умовний $D_{\text{пр}}$, мм	Тиск умовний $P_{\text{пр}}$, МПа
А	Вхід поживного середовища	1	50	0,6
Б	Вихід поживного середовища	1	50	0,6
В	Вихід води	1	50	0,6
Г	Вхід води	1	50	0,6

Технічна характеристика

1. Апарат призначений для охолодження культуральної рідини від початкової температури 90 °C до кінцевої 35 °C
2. Продуктивність теплообмінника – 1,722 кг/с;
3. Площа поверхні теплообміню – 25,4 м²;
4. Радичий тиск в трудиному просторі – 0,38 МПа;
5. Радичий тиск в міжтрудиному просторі – 0,096 МПа;
6. Швидкість руху в трудиному просторі – 0,09 м/с;
7. Швидкість руху в міжтрудиному просторі – 0,81 м/с;
8. Середовище в трудиному просторі – поживне середовище
9. Середовище в міжтрудиному просторі – вода
10. Початкова температура поживного середовища – 90 °C
11. Кінцева температура поживного середовища – 35 °C
12. Початкова температура води – 16 °C
13. Кінцева температура води – 46 °C
14. Габаритні розміри:
 - висота – 1080 мм
 - довжина – 9380 мм
 - ширина – 718 мм
15. Маса теплообмінника – 2124 кг

Технічні вимоги

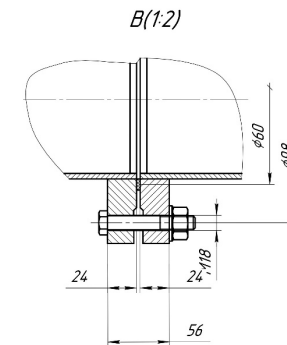
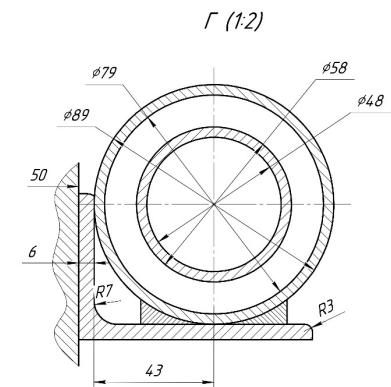
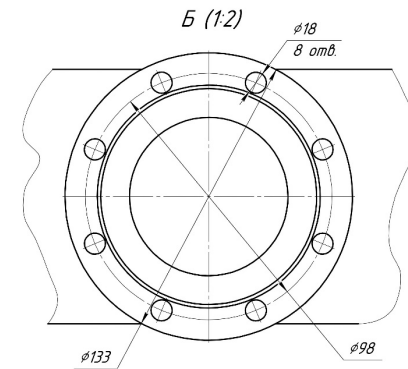
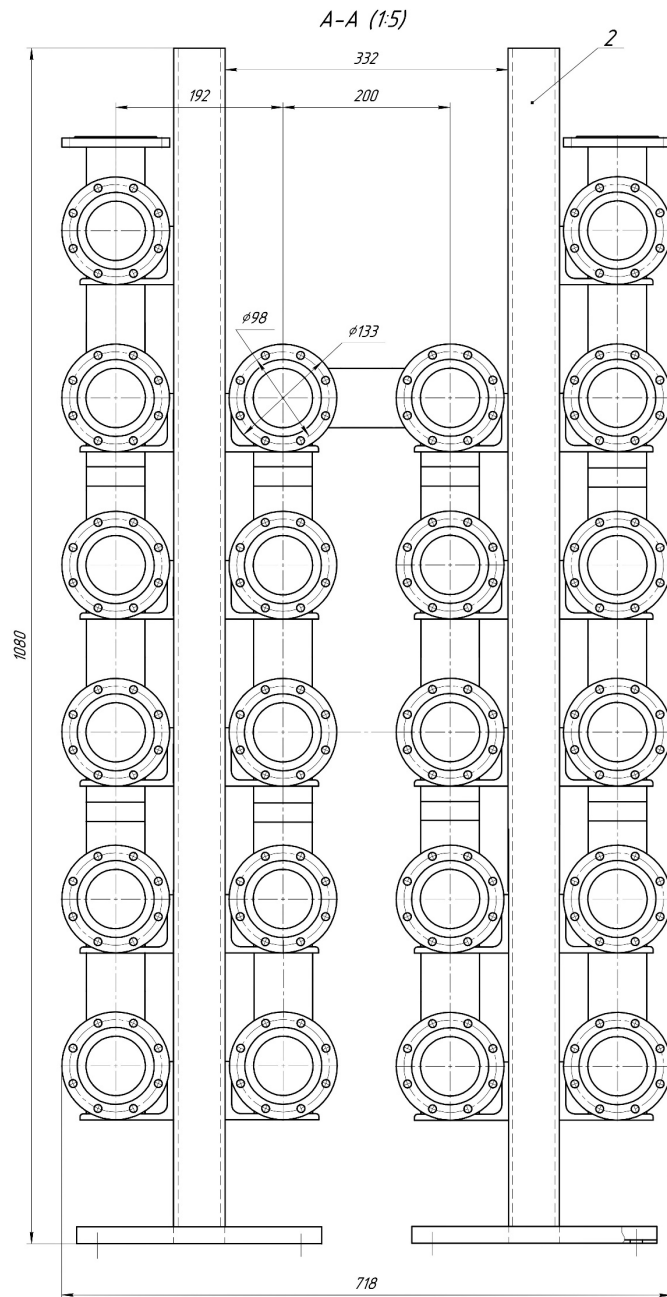
1. Матеріал труб Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-72.
 2. Матеріал крипильних елементів та фланців Сталь Ст3сп ДСТУ 2651:2005/ГОСТ 380-2005.
 3. Матеріал прокладок – пароніт ПОН-1 ГОСТ 481-80.
 4. Зварні з'єднання повинні відповідати вимогам ГОСТ 26.260.3-2001 "Зварка в хімічному машинобудуванні".
 5. Зварні шви в об'ємі 100% контролювати рентгенопрощуванням.
- *Розміри для відвідок.

Поз. Позначення	Найменування	Маса 1 шт.	К-сть	Найменування і маска матеріалу	Прим.
1	Труба теплообмінна	22		12Х18Н10Т	
2	Труба кожухова	22		12Х18Н10Т	
3	Опора	4		12Х18Н10Т	
4	Решітка кожухових труб	44		12Х18Н10Т	
5	Решітка теплообмінних труб	44		12Х18Н10Т	
6	Фланець спеціального з'єднання кожухових труб з решіткою теплообмінних труб	21		12Х18Н10Т	
7	Болт М12 ГОСТ 15589-70	352		Ст3сп	
8	Гайка М 20х15 ГОСТ 5915-70	352		10Х17Н13М2	

						Теплообмінник типу "труба в трубі". Вид загальний		
№	Док.	№ докум.	Лист	Дата	Док.	Маса	Масштаб	
							1:5	
Розроб.								
Вироб.								
Контроль								
Нормов.								
Інженер								
Контроль								
Зам.								

КПІ ім. Ігоря Сікорського

Додаток Б.5. Продовження



№	Док.	№ док.	Тема	Лист

ДОДАТОК В

Додаток В.1. Фізичні властивості води і водяної пари на лінії насичення

Табл. В.1.1. Тиск насиченої водяної пари при температурах від -20 до 100°C

Перерахування в СІ: 1 мм.рт.ст. = 133,3 Па

<i>t</i> , °C	<i>p</i> , мм.рт.ст.	<i>t</i> , °C	<i>p</i> , мм.рт.ст.	<i>t</i> , °C	<i>p</i> , мм.рт.ст.	<i>t</i> , °C	<i>p</i> , мм.рт.ст.	<i>t</i> , °C	<i>p</i> , мм.рт.ст.
-20	0,772	5	6,54	30	31,82	55	118	80	355,1
-19	0,85	6	7,01	31	33,7	56	123,8	81	369,7
-18	0,935	7	7,51	32	35,66	57	129,8	82	384,9
-17	1,027	8	8,05	33	37,73	58	136,1	83	400,6
-16	1,128	9	8,61	34	39,9	59	142,6	84	416,8
-15	1,238	10	9,21	35	42,18	60	149,4	85	433,6
-14	1,357	11	9,84	36	44,56	61	156,4	86	450,9
-13	1,486	12	10,52	37	47,07	62	163,8	87	468,7
-12	1,627	13	11,23	38	49,65	63	171,4	88	487,1
-11	1,78	14	11,99	39	52,44	64	179,3	89	506,1
-10	1,946	15	12,79	40	55,32	65	187,5	90	525,8
-9	2,125	16	13,63	41	58,34	66	196,1	91	546,1
-8	2,321	17	14,53	42	61,5	67	205	92	567,0
-7	2,532	18	15,48	43	64,8	68	214,2	93	588,6
-6	2,761	19	16,48	44	68,26	69	223,7	94	610,9
-5	3,008	20	17,54	45	71,88	70	233,7	95	633,9
-4	3,276	21	18,65	46	75,65	71	243,9	96	657,6
-3	3,566	22	19,83	47	79,6	72	254,6	97	682,1
-2	3,879	23	21,07	48	83,71	73	265,7	98	707,3
-1	4,216	24	22,38	49	88,02	74	277,2	99	733,2
0	4,579	25	23,76	50	92,51	75	289,1	100	760
+1	4,93	26	25,21	51	97,2	76	301,4		
2	5,29	27	26,74	52	102,1	77	314,1		
3	5,69	28	28,35	53	107,2	78	327,3		
4	6,1	29	30,04	54	112,5	79	341		

Табл. В.1.2. Властивості водяної пари в залежності від тиску
 Перерахунок в СІ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

Тиск, кгс/см^2	Температура $^{\circ}\text{C}$	Питомий об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$	Густина, кг/м^3	Питома ентальпія рідини l' кДж/кг	Питома ентальпія пари l'' кДж/кг	Питома теплота пароутворення r , кДж/кг
0,01	6,6	131,6	0,0076	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,0282	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,0542	172,2	2573	2400
0,1	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49	12,6	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,2	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,3	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,4	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,5	80,9	3,304	0,3027	339	2642	2307
0,6	85,5	2,785	0,359	358,2	2650	2296
0,7	89,3	2,411	0,4147	375	2657	2286
0,8	93	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,9	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1	99,1	1,727	0,579	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3	132,9	0,618	1,618	558,9	2730	2171
4	142,9	0,4718	2,12	601,1	2744	2141
5	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9	174,5	0,2195	4,536	740	2780	2040
10	179	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956

16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,107	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,7	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,6	1455	2638	1183
140	335	0,01164	85,91	1531	2592	1061
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	934
180	355,4	0,00782	128	1684	2483	799
200	304,2	0,00614	162,9	1783	2400	617
225	374	0,0031	322,6	2100	2100	0

Табл. В.1.3. Фізичні властивості води (на лінії насичення)

Перерахунок в СІ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

p , кгс/см ²	t , °C	ρ , кг/м ³	i , кДж/кг	c , кДж/кг·K	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·K	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	0,7	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,7	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,3	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,1
8,08	170	897	713	4,4	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

Додаток В.2. Властивості меляси та мелясних розчинів, культуральних середовищ та дріжджових концентратів

Густина розчину меляси розраховують по рівнянню:

$$\rho = 1007,3 + 4,11(CP - 0,11t). \quad (B.1)$$

Формула використовується в діапазоні t від 2 до 100°C и CP від 5,5 до 50,4%.

Табл. В.2.1. Густина ρ розчинів меляси при різних температурах

CP, %	ρ , кг/м ³ при температурі, °C						
	20	40	60	80	92	100	120
5,5	1021,0	1012,1	1002,0	944,2	988,0	983,1	976,0
7,3	1027,2	1020,7	1012,1	1001,5	995,5	992,1	983,1
9,4	1033,6	1027,7	1018,8	1009,5	1002,4	1000,7	991,7
11,1	1040,5	1033,7	1025,0	1014,7	1008,0	1007,7	998,7
22,6	1087,4	1080,2	1071,2	1060,8	1054,7	1054,6	1045,5
23,6	1095,9	1058,4	1079,4	1069,1	1061,7	1059,1	1050,0
26,3	1107,8	1100,3	1090,5	1079,2	1071,5	1070,2	1061,2
38,4	1152,0	1147,5	1142,0	1130,0	1120,2	1118,1	1105,3
50,4	1205,5	1197,5	1186,2	1178,3	1172,0	1169,3	1159,2
82,0	1382,2	1379,7	1374,6	1359,9	1358,7	1299,1	1290,1

В'язкість розчину меляси можна розрахувати по наступних рівняннях:

$$\mu \cdot 10^3 = (2,7 + 0,192CP)t^{-m}, \quad (B.2)$$

де $m = 0,426$ при $CP = 7 \div 15\%$;

$m = 0,473$ при $CP = 15 \div 27\%$;

$\mu \cdot 10^3 = 0,425t^{-1,1764}$ при $CP = 45\%$;

$\mu \cdot 10^3 = 3,416t^{-1,437}$ при $CP = 55\%$;

$\mu \cdot 10^3 = 105,6t^{-2,1206}$ при $CP = 65\%$;

$\mu \cdot 10^3 = 5,416 \cdot 10^2 t^{-2,8668}$ при $CP = 75\%$;

$\mu \cdot 10^3 = 198,4 \cdot 10^3 t^{-3,2767}$ при $CP = 79\%$.

Формули прийнятні при t від 2 до 120°C.

Табл. В.2.2. В'язкість μ розчинів меляси при різних температурах

CP, %	$\mu \cdot 10^3$, Па·с при температурі, °C						
	20	40	60	80	92	100	120
7,4	1,021	0,860	0,718	0,633	0,599	0,587	0,544
9,4	1,207	0,920	0,763	0,670	0,635	0,632	0,694
11,1	1,385	1,030	0,811	0,720	0,690	0,689	0,638
22,5	1,725	1,197	0,982	0,850	0,790	0,785	0,729
23,6	1,796	1,260	1,020	0,881	0,840	0,819	0,751
26,3	1,908	1,363	1,077	0,948	0,905	0,878	0,805
45,0	11,863	5,584	3,916	2,875	1,634	1,586	1,522
55,0	38,436	16,186	7,669	4,960	4,080	3,761	2,888
65,0	176,047	51,800	21,553	9,650	5,820	6,061	4,117
75,0	951,170	157,193	56,542	18,27	9,360	7,981	5,913
79,0	10563,92	1207,35	312,635	126,870	53,710	55,72	30,67

Поверхневий натяг (Н/м) м'ясових розчинів можна розрахувати по формулі:

$$\sigma \cdot 10^3 = 75 - 0,183(1,46CP + t). \quad (B.3)$$

Формула використовується в діапазоні t від 2 до 92°C і CP від 7,4 до 45,3%.

Теплоємність розчинів м'яса можна визначити по формулі:

$$c = 4,073 - 0,00134(14,4CP - t). \quad (B.4)$$

Формула використовується при значеннях t від 2 до 95°C і CP від 5,5 до 70%.
Доброякісність м'яса становить 50-56%.

Теплоємність м'яса можна визначити по формулі:

$$c = 1,214 + 0,0046 + 4,186 \cdot \frac{100 - CP}{CP} + 0,0075. \quad (B.5)$$

Формула використовується при значеннях $t = 2 \div 90^\circ\text{C}$.

Табл. В.2.3. Теплоємність c розчинів м'яса при різних температурах

CP, %	с, кДж/кг·К при температурі, °С				
	20	40	60	80	95
5,5	3,994	4,019	4,044	4,074	4,094
7,3	3,956	3,986	4,011	4,036	4,057
9,2	3,919	3,948	3,973	1,002	4,019
10,9	3,889	3,915	3,944	3,977	3,990
22,7	3,659	3,688	3,714	3,743	3,759
23,0	3,655	3,680	3,709	3,734	3,455
27,1	3,575	3,600	3,630	3,655	3,676
38,4	3,358	3,383	3,412	3,437	3,458
50,4	3,127	3,152	3,182	3,207	3,228
60,0	2,943	2,968	2,997	3,023	3,044
70,0	2,751	2,776	2,805	2,830	2,851

Теплопровідність розчинів м'яса розраховують по формулі:

$$\lambda = 0,5646 \cdot t^{0,0879 - CP - 0,135}. \quad (B.6)$$

Формула використовується при значеннях t від 2 до 90°C і CP від 5,5 до 50,4%.

Рівняння для розрахунку теплопровідності м'яса:

$$\lambda = 0,265 \cdot t^{0,093} \cdot 10^{0,29(0,49 - CP^2)}. \quad (B.7)$$

Формула використовується при $CP=0,7 \div 0,85$ (або 70-85% CP) і $t = 20 \div 70^\circ\text{C}$.

$$\lambda = 0,086(0,744 - CP^{0,5}) \cdot t^{0,5} + 0,45. \quad (B.8)$$

Формула використовується при $CP=0,6 \div 0,85$ (або 60-85% CP) і $t = 70 \div 94^\circ\text{C}$.

Табл. В.2.4. Теплопровідність λ розчинів м'яса при різних температурах

CB, %	λ , Вт/м·К при температурі, °С					
	20	30	40	60	80	90
5,5	0,584	0,605	0,620	0,644	0,660	0,667
7,3	0,562	0,582	0,597	0,619	0,636	0,641
9,2	0,545	0,565	0,579	0,601	0,66	0,624
23,0	0,482	0,499	0,512	0,531	0,544	0,549
38,4	0,449	0,466	0,476	0,495	0,508	0,512
50,4	0,433	0,449	0,461	0,477	0,489	0,495

Властивості культуральних середовищ

Результати, отримані при культивуванні дріжджів за типовою схемою: вирощування в засівній стадії 10 год, у товарної – 21 год.

У таблиці В.2.5 - температуропровідність, м²/с.

Табл. В.2.5. Теплофізичні характеристики культурального середовища на різних стадіях вирощування дріжджів

Температура, °С	ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^2$, Па·с	$\alpha \cdot 10$ Н/м	c , кДж/ кг·К	λ , Вт/м·К	$a \cdot 10^6$ м ² /с
Апарат А						
20	1011,8	1,0735	49,54 33	4,038	0,5735	0,140
25	1010,0	1,0226	-	-	0,5818	-
30	1007,1	0,9744	50,5142	4,050	0,5914	0,145
35	1006,0	0,9225	-	-	0,6021	-
40	1004,0	0,3394	46,8738	4,059	0,6116	0,150
Апарат Б						
20	1009,4	1,0571	49,6358	3,990	0,5700	0,141
25	1007,2	1,0143	-	-	0,5771	-
30	1005,2	0,9714	46,9778	4,002	0,5837	0,144
35	1003,0	0,9004	-	-	0,5908	-
40	1001,8	0,8844	46,1688	4,015	0,5965	0,147
Апарат В						
20	1010,7	1,0702	38,7726	4,045	0,5694	0,139
25	1009,5	1,0236	-	-	0,5773	-
30	1008,2	0,9748	37,3280	4,058	0,5829	0,142
35	1006,2	0,9081	-	-	0,5900	-
40	1006,0	0,8474	37,6168	4,070	0,5943	0,145

Табл. В.2.6. Густина і в'язкість культурального середовища (вирощування дріжджів на концентрованих середовищах)

Температура, °С	ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^2$, Па·с
Апарат Б		
20	1014,2	1,5088
25	1013,3	1,3632
30	1012,2	1,2172
35	1011,1	1,0857
40	1009,8	0,9541
Апарат В		
20	1013,8	1,4934
25	1012,8	1,3509
30	1011,6	1,2082
35	1010,6	1,0720
40	1009,2	0,9347

Властивості дріжджових концентратів

Значення густини дріжджових концентратів розраховують по формулі: $\rho = 1000,4 + 0,088(K - t)$, де K – кількість дріжджів 75%-ний вологості, г/л.

Формула використовується при значеннях t від 2 до 22°C и K від 50 до 1000г/л.

Табл. В.2.7. Густина ρ дріжджових концентратів при різних температурах

Кількість дріжджів 75%-ний вологості, г/л	CP, %	ρ , кг/м ³ при температурі, °С				
		2	7	12	17	32
50	1,25	1004,6	1004,2	1003,7	1003,2	1002,
100	2,50	1009,8	1009,1	1008,3	1007,6	91007,0
150	3,75	1013, 4	1013,0	1012,9	1012,3	1011,0
200	6,00	1017,7	1017,4	1017,2	1016,4	1018,0
250	6,25	1022,2	1021,8	1021,2	1020,9	1019,9
300	7,50	1026,6	1026,1	1025,7	1025,2	1024,9
350	8,75	1031,0	1030,6	1030,1	1029,7	1029,3
400	10,00	1035,5	1033,0	1034,5	1034,1	1033,2
450	11,25	1039,8	1039,4	1036,9	1038,5	1038,1
500	12,50	1044,1	1043,9	1043,5	1042,8	1042,5
550	13,75	1048,6	1048,2	1047,7	1047,3	1046,9
600	15,00	1053,0	1052,4	1052,2	1052,0	1051,6
650	16,25	1057,4	1057,0	1055,3	1055,1	1055,7

Табл. В.2.8. В'язкість μ дріжджових концентратів при різних температурах

Кількість дріжджів 75%-ний вологості, г/л	CB, %	$\mu \cdot 10^2$, Па·с при температурі, °С				
		2	7	12	17	32
50	1,25	2,00	1,35	1,65	1,50	1,39
150	3,75	2,45	2,15	1,97	1,82	1,60
250	6,25	3,30	2,99	2,52	2,18	1,85
350	6,75	6,10	4,59	1,10	3,45	3,00
450	11,25	9,40	5,01	6,44	5,89	4,52
550	13,75	21,00	16,37	14,69	12,42	9,10
650	16,25	37,00	40,34	32,16	26,30	18,46

Значення в'язкості дріжджових концентратів можна розписати по формулі:

$$\mu \cdot 10^2 = 1,885 + 0,02CP + 0,134a^{0,87CB} - 0,0044CP - 0,0267 - 0,0024, \quad (B.9)$$

де CP - зміст сухих речовин у концентраті, %.

Формула використовується при значеннях t від 2 до 22°C и CP від 1,25 до 16,25%.

Поверхневий натяг (Н/м) дріжджових концентратів можна розписати по формулі:

$$\sigma \cdot 10^2 = 65,318 - 0,2(6,42CP + 1). \quad (B.10)$$

Формула використовується при значеннях t від 2 до 22°C и CP від 1,25 до 7,5%.

Табл. В.2.9. Теплоємність c дріжджових концентратів при різних температурах

Кількість дріжджів 75%-ний вологості, г/л	СР, %	С, кДж/ кг·К при температурі, °С				
		2	7	12	17	32
50	1,25	4,045	4,074	4,103	4,133	4,162
150	3,75	3,986	4,015	4,045	4,074	4,103
250	6,25	3,927	3,957	3,988	4,015	4,046
350	6,75	3,859	3,898	3,977	3,957	3,938
450	11,25	3,810	3,859	3,869	3,898	3,927
550	13,75	3,732	3,782	3,840	3,839	3,888
650	16,25	3,690	3,723	3,762	3,781	3,820

Теплоємність дріжджових концентратів можна розписати по формулі:

$$c = 4,06 - 0,0059(4CP - 1). \quad (\text{В.11})$$

Формула використовується при значеннях t від 2 до 22°С и СР від 1,25 до 16,25%.

Табл. В.2.10. Теплопровідність λ дріжджових концентратів при різних температурах

Кількість дріжджів 75%-ний вологості, г/л	СР, %	λ , Вт/м·К при температурі, °С				
		2	7	12	17	32
50	1,25	0,662	0,570	0,680	0,688	0,699
150	3,75	0,650	0,559	0,569	0,676	0,589
250	6,25	0,539	0,547	0,555	0,684	0,576
350	6,75	0,527	0,536	0,545	0,553	0,564
450	11,25	0,516	0,526	0,533	0,541	0,553
550	13,75	0,504	0,512	0,521	0,530	0,541
650	16,25	0,493	0,510	0,510	0,518	0,530

Додаток В.3. Властивості лимонної кислоти

Табл. В.3.1. Відносна густина водних розчинів лимонної кислоти (d_4^{15})

Концентрація		d_4^{15}	Концентрація		d_4^{15}	Концентрація		d_4^{15}
% мас.	г/л		% мас.	г/л		% мас.	г/л	
1	10,039	1,0039	23	251,413	1,0931	45	537,660	1,1948
2	20,148	1,0074	24	263,328	1,0972	46	551,908	1,1998
3	30,333	1,0111	25	275,400	1,1016	47	566,400	1,2051
4	40,596	1,0149	26	287,560	1,1060	48	580,944	1,2103
5	50,940	1,0188	27	299,862	1,1106	49	595,497	1,2153
6	61,362	1,0227	28	312,256	1,1152	50	610,200	1,2204
7	71,876	1,0268	29	324,742	1,1198	51	625,056	1,2256
8	82,472	1,0309	30	336,720	1,1224	52	639,964	1,2307
9	93,150	1,0359	31	349,928	1,1288	53	654,974	1,2358
10	103,920	1,0392	32	362,656	1,1333	54	670,140	1,2410
11	114,741	1,0431	33	375,474	1,1378	55	685,410	1,2464
12	125,640	1,0470	34	388,348	1,1422	56	700,784	1,2514
13	136,617	1,0509	35	400,330	1,1438	57	716,776	1,2576
14	147,686	1,0549	36	414,540	1,1515	58	732,366	1,2627
15	158,865	1,0591	37	427,831	1,1563	59	748,297	1,2683
6	170,112	1,0632	38	441,256	1,1612	60	764,280	1,2738
17	181,475	1,0675	39	454,779	1,1661	61	780,434	1,2794
18	192,924	1,0718	40	468,360	1,1709	62	796,576	1,2848
19	204,459	1,0761	41	482,201	1,1761	63	812,952	1,2904
20	216,100	1,0805	42	496,188	1,1814	64	829,440	1,2960
21	227,787	1,0847	43	509,808	1,1856	65	845,975	1,3015
22	239,558	1,0889	44	523,556	1,1899	66	862,686	1,3071

Табл. В.3.2 Температура кипіння розчинів лимонної кислоти в залежності від концентрації і тиску

Концентрація лимонної кислоти в г/л	Тиск , в кПа								
	101,33	47,99	34,65	21,33	18,66	14,66	10,66	8,00	5,33
250	100,6	81,4	73,1	62,2	59,2	54,2	47,7	42,1	34,7
300	100,7	81,5	73,2	62,3	59,3	54,3	47,8	42,2	34,8
350	100,8	81,6	73,3	62,4	59,4	54,4	47,9	42,3	34,9
400	100,9	81,7	73,4	62,5	59,5	54,5	48,0	42,4	35,0
450	101,1	81,9	73,6	62,7	59,7	54,7	48,2	42,6	35,2
500	101,2	82,0	73,7	62,8	59,8	54,8	48,3	42,7	35,3
550	101,6	82,4	74,1	63,2	60,2	55,2	48,7	43,1	35,7
600	101,9	82,7	74,4	63,5	60,5	55,5	49,0	43,4	36,0
650	102,3	83,1	74,8	63,9	60,9	55,9	49,4	43,8	36,4
700	102,5	83,3	75,0	64,1	61,1	56,1	49,6	44,0	36,6
750	103,3	81,4	75,8	64,9	61,9	56,9	50,6	44,8	37,4
800	104,0	84,8	76,5	65,6	62,6	57,6	51,1	45,5	38,1
850	105,4	86,2	77,9	67,0	64,0	59,4	52,5	46,9	39,5
900	106,4	87,2	78,9	68,0	65,0	60,4	53,5	47,9	40,5
950	107,9	88,7	80,4	69,5	66,5	61,9	55,0	49,4	42,0
1000	108,8	89,6	81,3	70,4	67,4	62,8	55,9	50,3	42,9
1050	109,9	90,7	82,4	71,5	68,5	63,9	57,0	51,4	44,0
1100	110,7	91,6	83,2	72,3	69,3	64,7	57,8	52,2	44,8