



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

# ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ: ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю  
151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології,  
освітня програма "Технічні та програмні засоби автоматизації"*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2023

Обладнання хімічних виробництв: Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітня програма "Технічні та програмні засоби автоматизації"/ КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Степанюк А.Р., Гусарова О.В.– Електронні текстові данні (1 файл: 3,49 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 152 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
(протокол № 5 від 23.02.2023 р.)*

*за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету  
(протокол № 1 від 30.01.2023р.)*

Електронне мережне навчальне видання

## **ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ: ПРАКТИКУМ НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**

Укладачі: Андрій СТЕПАНЮК, канд. наук, доц.  
Олена ГУСАРОВА, канд. наук, ст. викл.

Відповідальний редактор *Корнієнко Я.М.* докт. техн. наук, професор

Рецензент: *Ковалюк Д.О.*, канд. техн. наук, доц.

У навчальному посібнику викладено матеріали для проведення наступних робіт: гідравлічний розрахунок і вибір відцентрового насоса, розрахунок кожухотрубного теплообмінника, розрахунок конденсатора, розрахунок зрошувального теплообмінника, розрахунок трьохкорпусної випарної установки, розрахунок сушильного апарату. До кожної практичної роботи наведено короткі теоретичні відомості, завдання, порядок розрахунку, перелік посилань та необхідні для розрахунків додатки довідковими даними.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ВИБІР ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ .....	6
1.1 Вступ.....	6
1.2 Теоретичні відомості .....	7
1.3 Завдання .....	21
1.4 Порядок розрахунку.....	22
1.5 Перелік посилань.....	26
1.6 Додатки до практичного заняття .....	28
2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ .....	32
2.1 Вступ.....	32
2.2 Теоретичні відомості .....	32
2.3 Завдання 1. Розрахунок кожухотрубних теплообмінних апаратів .....	60
2.4 Порядок розрахунку.....	61
2.6 Завдання 2. Розрахунок зрошувального холодильника .....	71
2.7 Методика розрахунку зрошувального теплообмінника.....	72
2.8 Перелік посилань.....	82
2.9 Додатки до практичних занять .....	83
3 РОЗРАХУНОК ТРЬОХКОРПУСНОЇ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ.....	87
3.1 Вступ.....	87
3.2 Теоретичні відомості .....	87
3.4 Порядок розрахунку.....	104
3.5 Перелік посилань.....	117
3.6 Додатки до практичного заняття .....	118

4 РОЗРАХУНОК СУШИЛЬНОГО АПАРАТУ .....	124
4.1 Вступ.....	124
4.1 Теоретичні відомості .....	124
4.2 Завдання .....	141
4.3 Порядок розрахунку.....	141
4.5 Перелік посилань.....	147
4.6 Додатки до практичного заняття .....	148

## ВСТУП

Для створення єдиного уявлення про умови протікання процесів теплопередачі у хімічній технології необхідне розуміння основних понять, гіпотез, аксіом, фундаментальних законів, а також деяких аспектів історичного розвитку цих процесів. Теплообмінні процеси є базовою інженерною дисципліною, особливо для студентів, які навчаються за спеціальністю 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології.

При вивченні дисципліни студенти оволодівають основними законами теплообмінних процесів, які широко використовуються під час вирішення практичних завдань у багатьох галузях техніки: хімічному машинобудуванні; нафтопереробці, мембранній техніці, переробці полімерів, виробництві фармацевтичних препаратів та холодильній техніці, водопостачанні та постачанні повітрям, тощо.

Сучасна промисловість характеризується широким використанням різноманітного теплообмінного обладнання. Тому поставлена в цьому навчальному посібнику мета – узагальнити методики розрахунку теплообмінних апаратів є актуальною.

Наведені далі методи розрахунків базуються на сучасному уявленні про закономірності теплообміну. Викладені методики дозволяють не тільки оволодіти технікою розрахунків апаратів, але і провести аналіз впливу різноманітних факторів на основні характеристики апаратів.

# 1 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ВИБІР ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

## 1.1 Вступ

Переміщення рідин і газів є однією з найважливіших проблем сьогодення. У всіх технологічних процесах для забезпечення протікання процесів необхідно забезпечувати певні витрати компонентів через апарати (циклони, центрифуги, ректифікаційні колони, теплообмінники, тощо) [1]. Величина гідродинамічного опору апарата впливає на енергетичні витрати для проведення процесів. Вдалий підбір обладнання для переміщення дозволить значно зменшити як капітальні так і експлуатаційні витрати.

Метою роботи є підбір обладнання для забезпечення необхідних витрат сировини.

Задачі роботи:

- виконати альбом конструкцій, у якому привести класифікацію насосів та опис щонайменше 10 насосів;
- вибір діаметру трубопроводу;
- визначення втрат на тертя та на місцеві опори;
- вибір насосів;
- визначення граничних висот всмоктування;
- презентувати виконану роботу.

При складанні методичних вказівок до задачі використано матеріали методичних вказівок [1...4].

## 1.2 Теоретичні відомості

Матеріал викладено за авторами [1...4].

**Гідравлічними машинами** називаються машини, які передають середовище, що протікає через них механічну енергію (насос), або отримують від середовища частину енергії і передають її робочому органу для корисного використання (гідродвигун).

Насоси і гідромотори застосовують також в гідропередачах, призначенням яких є передача механічної енергії від двигуна до виконавчого органу, а також перетворення виду і швидкості руху останнього за допомогою рідини.

**Гідропередачі** в порівнянні з механічними передачами (муфти, коробки швидкостей, редуктори, тощо) мають наступні переваги:

- Більша плавність роботи.
- Можливість безступінчатого регулювання швидкості.
- Менша залежність моменту на вихідному валу від навантаження, прикладеного до виконавчого органу.
- Можливість передачі великих потужностей.
- Малі габаритні розміри.
- Висока надійність.

Ці переваги призвели до великого поширення гідропередач, незважаючи на їх дещо менший, ніж у механічних передач ККД.

### **Насоси.**

Насоси класифікуються за двома групами:

- відцентрові;
- об'ємні, насоси та агрегати вакуумні і високовакуумні,

Все насосне обладнання, призначене для перекачування можна поділити на два види залежно від характеру впливу робочих органів насоса на рідину: насоси динамічні і насоси об'ємні.

Насоси динамічні підрозділяються на насоси:

- відцентрові
- осьові
- вихрові
- шнекові, черпакові
- струменеві

Насоси об'ємні підрозділяються на:

- поршневі
- мембранні
- гвинтові
- шестеренні,
- коловоротні,
- шлангові,
- шиберні.

**Подача** - це об'єм рідини, що подається насосом в одиницю часу, вираженої в м<sup>3</sup>/год (кубометрів на годину) або л / сек, (літрів в секунду). Позначається "Q".

**Напір** - це різниця питомих енергій рідини в перетинах після і до насоса, виражена в метрах водяного стовпа. Позначається "H".

У насосах об'ємного типу користуються поняттям "тиск", вираженим в атмосферах (кгс/см<sup>2</sup>) або мегапаскалях (МПа).

Звідси випливає класичне поняття – "**напірна**" характеристика насоса, в якій по осі абсцис відкладається подача, а по осі ординат – тиск для динамічних насосів і навпаки для насосів об'ємного типу.



**Кавітація** веде до швидкого зносу насоса або до його руйнування через вібрації, (найчастіше підшипникових вузлів). При появі ознак нестійкої роботи насоса на це слід звернути увагу. На всмоктувальну здатність насоса негативно впливають такі чинники:

- висока температура (понад 60°) рідини;
- нещільність у фланцевих з'єднаннях і "сальникових" вузлах запірної арматури на всмоктуючій лінії;
- малий діаметр і велика довжина всмоктуючої лінії;
- засмічення всмоктуючої лінії.

**Під регулюванням роботи насоса** мається на увазі процес зміни співвідношення між подачею і напором.

Регулювання насоса можна здійснювати двома методами:

- конструктивна зміна характеристики насоса;
- зміна умови роботи системи "насос-мережу".

**Універсальним методом** (як для динамічних насосів, так і для об'ємного типу) зміни характеристики насоса є зміна числа обертів приводу. При цьому треба враховувати, що подача знаходиться в прямій залежності від числа обертів, а напір (в відцентрових) – в квадратичній залежності.

При існуючому рівні розвитку техніки цей метод для насособудування є дорогим, хоча з точки зору енергетичних витрат, він економічний.

У практиці насособудування знайшло застосування регулювання числа обертів в основному за допомогою редукторів і менше за допомогою гідروмуфт, електромагнітних муфт ковзання (ЕМК) або регулювання електроприводу (тиристорні перетворювачі частоти і синхронні електродвигуни).

Позитивною особливістю цього методу є те, що на групу з кількох робочих насосів досить мати один регульований насос. Це істотно знижує витрати і забезпечує конкурентоспроможність цього методу з іншими методами.

### **Конструктивна зміна характеристики насоса.**

1. Широко поширеним методом регулювання характеристики відцентрового насоса є зміна діаметра робочого колеса (обточування). Мається на увазі, що напір насоса знаходиться в квадратичній залежності від діаметра робочого колеса при інших рівних умовах.

Обточуючи (зменшуючи) діаметр робочого колеса можна значно змінити поле роботи насоса. Щоб отримати потрібний напір насоса при обточуванні колеса, необхідно існуючий натиск помножити на квадрат величини відношення діаметра обточеного колеса до діаметра до обточування.

На практиці заводи, що виготовляють насоси, вже пропонують споживачам конкретні модифікації з різними діаметрами обточування коліс та з меншою потужністю комплектного електродвигуна.

2. За цим методом регулювання роботи відцентрового насоса є зміна умов роботи насоса на мережу. Якщо міняти опір мережі, наприклад закриваючи вентиль, то і робоча точка буде зміщуватися вліво по кривій, тобто насос буде вибирати режим роботи на меншій подачі, тому, що буде "змушений" працювати з великим напором, щоб подолати додатковий опір, що створюється вентиляем.

3. Існує ще один спосіб зміни умов роботи насоса на мережу - це байпасування, тобто установка регульованого або нерегульованого перепуску (байпаса) з напірної лінії на всмоктування. По відношенню до насоса – це аналогічно зниженню опору, тобто відбувається зниження напору. По відношенню до споживчої мережі – це аналогічно зниженню подачі. В результаті робоча точка ( $Q-H$ ) зміститься круто вниз, тобто можемо в споживчій мережі отримати одночасно менший натиск і меншу подачу (енергія рідини йде на скидання).

Із загальної точки зору споживача частіше цікавить насосна система, що забезпечує потрібний напір і подачу. Такою системою виступає **насосна станція**. Питання регулювання напору і подачі вирішується за рахунок можливостей з'єднання насосів паралельно і послідовно.

При паралельному з'єднанні насосів сумується подача, при послідовному сумується тиск. Якщо на насосній станції необхідно отримати потрібні робочі параметри ( $Q-H$ ), то завжди існує можливість шляхом комбінацій набору ряду насосів з обмеженою подачею з'єднати їх паралельно, щоб отримати більшу подачу і послідовно - щоб отримати більший тиск. На насосних станціях це здійснюється завжди. Для отримання необхідного напору на автономних насосних станціях послідовне з'єднання (бустерні або напірні насоси) застосовується рідше. У практиці це здійснюється через окремі каскади насосних станцій (наприклад станції I, II, III-го підйому).

Споживач досить часто стикається з відсутністю потрібного за проектом насосу через дефіцит або зняття його з виробництва, без відповідної заміни, тому слід враховувати забезпечення можливості застосування в роботі насосів з паралельним і послідовним з'єднанням, що широко увійшло в практику насособудування.

Слід звернути увагу, що послідовне і паралельне з'єднання відцентрових насосів, що мають пологу напірну характеристику, не дає, як правило, можливості подвійного збільшення значення напору і подачі. Вони будуть дещо менше. Це відбувається з наступних причин:

- при паралельному з'єднанні не вдається плавно з'єднати потоки, напірні трубопроводи через зручності монтажу звужуються, виконують зайві повороти. Це все призводить до додаткового опору і відповідно до зміщення робочої точки на меншу подачу обох насосів;

- при послідовному з'єднанні насосів зменшення напору відбувається через втрати на проміжних ділянках між насосами. Це виникає через наявність арматури на проміжних ділянках і зменшеним діаметрів трубопроводів, які виконуються, як

правило, рівними діаметру всмоктувального патрубка насосу, в який подає рідину інший насос.

### **Лопатеві насоси**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...4]. У сучасній техніці застосовується велика кількість різновидів машин. Найбільшого поширення для водопостачання населення отримали лопатеві насоси. Робочим органом лопатевої машини є обертається робоче колесо, забезпечене лопатями. Лопатеві насоси діляться на відцентрові і осьові.

У відцентровому лопатевому насосі рідина під дією відцентрових сил переміщується через робоче колесо від центру до периферії.

**Напірна** характеристика відображає основні споживчі властивості насоса. Вибір насоса починається з підбору напору (тиску) і подачі.

Для правильної експлуатації відцентрових насосів і їх підбору необхідно знати, як змінюються основні параметри насосів при різних умовах їх роботи. Величини, що характеризують роботу відцентрового насоса при даному числі обертів, зазвичай зображають у вигляді графічних залежностей напору  $H$ , потужності  $N$  і ККД  $\eta$  від продуктивності  $V$ . Приклад енергетичних характеристик відцентрового насоса зображено на рисунку 1.1.

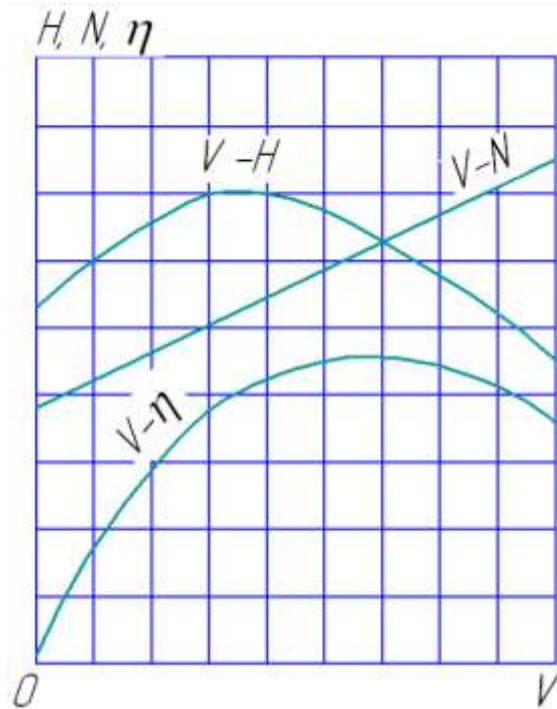


Рисунок 1.1 – Енергетичні характеристики відцентрового насоса

Залежності  $V-H$ ,  $V-N$  та  $V-\eta$  називаються енергетичними характеристиками насоса. Основою вважають характеристику  $V-H$ , тому, що витрати потужності  $N$  і ККД –  $\eta$  є наслідком роботи по створенню подачі  $V$  і напору  $H$ , які, відповідно, і є метою застосування насоса.

При зміні в невеликих межах числа обертів відцентрового насоса (приблизно в 1,5...2 рази) його подача  $V$ , напір  $H$  і потужність, що споживається  $N$  змінюються по залежностях, які називаються законами пропорційності:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{H_1}{H_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Як впливає з рисунку 4.1, зі збільшенням подачі  $V$  потужність  $N$ , що споживається насосом, безперервно зростає. При закритому вентилі на нагнітальному трубопроводі ( $V=0$ ) насос споживає мінімальну кількість енергії, тобто має мінімальну потужність (лише на подолання тертя в підшипниках і

сальникових ущільненнях, та на переміщення рідини робочим колесом в корпусі насоса). Тому, щоб не перевантажувати електродвигун, необхідно пускати відцентровий насос при закритій засувці. Вибір насоса та встановлення числа його обертів залежать від умов роботи насоса на мережу, що складається з трубопроводів та апаратів, що в ній встановлено. Ці умови визначаються так званою характеристикою мережі  $(V - H_c)$ , тобто залежністю між витратами  $V$  і напором мережі  $H_c$ , необхідним для подолання всіх опорів даного трубопроводу. У разі нестискуваної рідини:

$$H_c = \left(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta\right) \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g} + H_{\text{під}} + H_{\text{дод}}.$$

Підставляючи до цього виразу значення швидкості рідини з рівняння витрат:

$$w = \frac{V}{S}.$$

Отримаємо:

$$H_c = \frac{\left(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta\right)}{2 \cdot g \cdot S^2} \cdot V^2 + H_{\text{під}} + H_{\text{дод}} = k \cdot V^2 + b.$$

де  $k = \frac{\left(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta\right)}{2 \cdot g \cdot S^2}$  – величина, що має наближене до постійного значення для

даного трубопроводу (мережі).

Отриманий вираз :

$$H_c = k \cdot V^2 + b,$$

в координатах  $(H_c - V)$  має форму параболи (рисунок 1.2), вершина якої розташована на осі ординат, на висоті  $b = H_{\text{під}} + H_{\text{дод}}$  від початку координат ( $H_{\text{під}}$  – геометрична висота підйому рідини;  $H_{\text{дод}}$  – різниця напорів між просторами нагнітання і всмоктування).

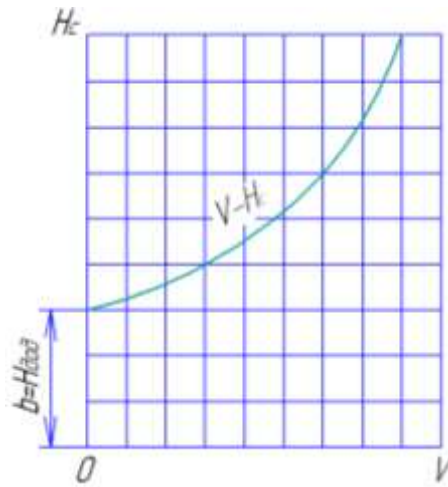


Рисунок 1.2 – Характеристика трубопроводу (мережі)

Характеристика насоса і характеристики мережі наведено в одній системі координат, рисунок 1.3. Перетин характеристик насоса  $V-H$  і мережі  $V-h_c$  визначає так звану «робочу точку». Ця точка показує умови спільної роботи системи «насос – трубопровід (мережа)», тобто  $H = H_c$ . У цій точці всі гідравлічні опори трубопроводу долаються напором, що створюється насосом. Вертикальна пряма, проведена через робочу точку, перетинає характеристики насоса  $V-N$ ,  $V-\eta$  і вісь абсцис в точках, що визначають показники роботи насоса за даних умов. Наприклад, для робочої точки А (рисунок 4.3) параметри роботи насоса наступні: витрати  $V_A$ , напір  $H_A$ , потужність, що споживається  $N_A$ , ККД –  $\eta_A$ . Положення робочої точки

дозволяє зробити висновок про ступінь використання можливостей насоса в даних умовах. Якщо, наприклад, взяти за робочу точку В, то, насос працюватиме на іншу мережу з іншими характеристиками.

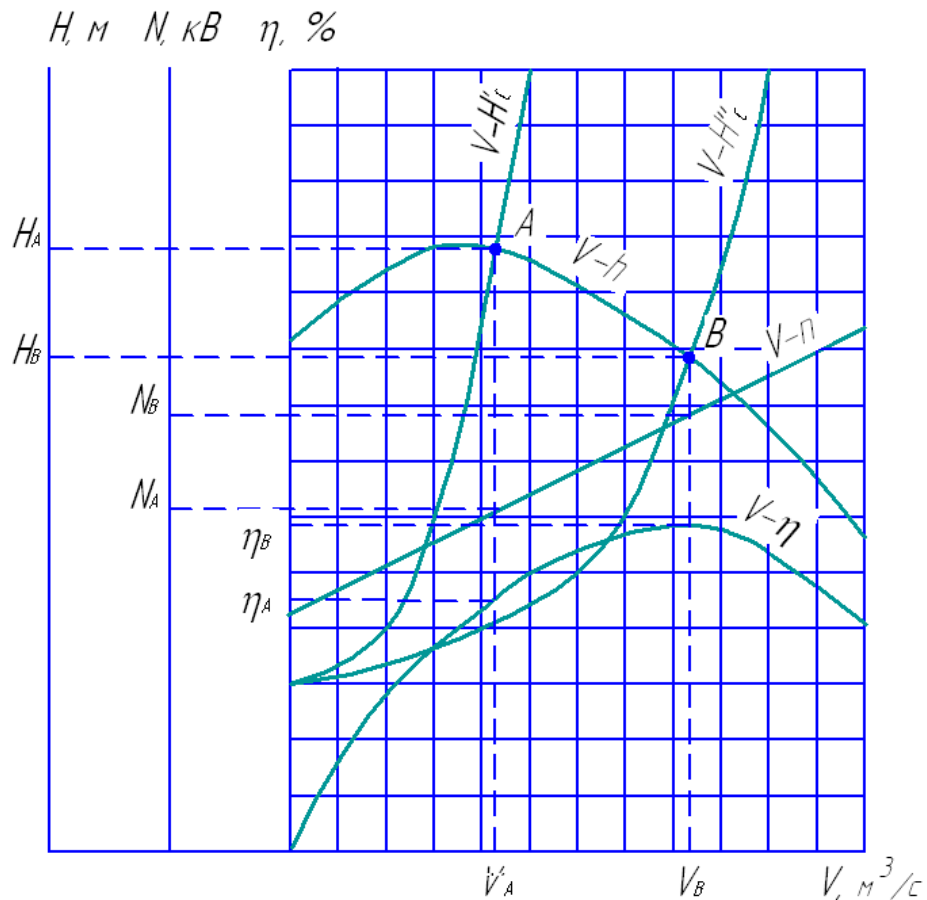
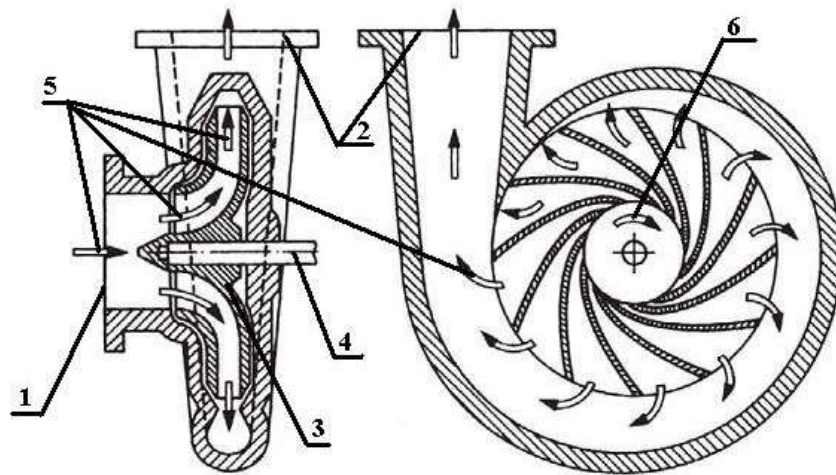


Рисунок 1.3 – Характеристики насоса і мережі, зображені в одній системі координат

На рисунку 1.4 зображена найпростіша схема відцентрового насоса. Одноступінчастий відцентровий насос має равликоподібний канал, всередині якого знаходиться робоче колесо 3. Робоче колесо 3 відцентрового насоса встановлено на валу 4 та складається з одного чи двох дисків, з'єднаних лопатками, плавно вигнутими в сторону, протилежну напрямку обертання колеса. Рідина подається по всмоктуючому патрубку 1 та відводиться по нагнітаючому патрубку 2. Рідина, що знаходиться між ними, приводиться в обертання разом з робочим колесом. При



цьому кожна частинка рідини переміщується по складній траєкторії. По-перше, відцентрова сила, що відкидає рідину, змушуючи її рухатися радіально, уздовж лопаток від осі колеса до периферії. По-друге, рідина, що захоплюється лопатками колеса, яке обертається, окрім радіальної швидкості, набуває ще й колової швидкості, однакової зі швидкістю колеса. Враховуючи, що колова швидкість на периферії колеса більша, ніж біля входу в лопатки, то абсолютна (рівнодіюча) швидкість рідини на виході з колеса більша, ніж на вході. Таким чином, рідина, що проходить через робоче колесо відцентрового насоса, набуває додаткової кількості енергії.



1 – всмоктуючий патрубок; 2 – нагнітаючий патрубок; 3 – робоче колесо;  
4 – вал; 5 – напрям руху робочої рідини в камері насоса; 6 – напрям руху валу

Рисунок 1.4 – Схема відцентрового насоса

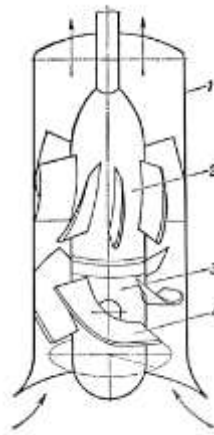
При обертанні колеса на кожну частку рідини, що знаходиться всередині колеса, діє відцентрова сила, прямо пропорційна відстані частинки від центру колеса і квадрату кутової швидкості обертання колеса. Під дією цієї сили рідина викидається в напірний трубопровід з робочого колеса, в результаті чого в центрі колеса створюється розрідження, а в периферійній його частині – підвищений тиск. Рух рідини по всмоктуючому трубопроводу відбувається внаслідок різниці тисків

над вільною поверхнею рідини в приймальному резервуарі і в центральній області колеса, де є розрідження.

Рідина, що викидається з периферії робочого колеса, надходить в равликоподібний направляючий канал, який кільцем охоплює робоче колесо. Поперечний переріз равликоподібного направляючого каналу збільшується в напрямку до вихідного патрубку апарату, що призводить до плавного зниження швидкості рідини від максимальної, отриманої рідиною на виході з лопаток робочого колеса, до нормальної швидкості в трубопроводі. При цьому частина кінетичної енергії рідини перетворюється в потенційну енергію тиску, що супроводжується збільшенням напору (тиску) рідини.

Для правильної експлуатації відцентрових насосів і їх підбору необхідно знати, як змінюються основні параметри насосів при різних умовах їх роботи. Величини, що характеризують роботу відцентрового насоса при даному числі обертів, зазвичай зображають у вигляді графічних залежностей напору  $H$ , потужності  $N$  і ККД  $\eta$  від продуктивності  $V$ .

В осьовому лопатевому насосі рідина переміщається в основному уздовж осі обертання робочого колеса (рисунок 1.5).



1 – корпус, 2 – осьовий направляючий апарат, 3 – втулка, 4 – лопаті

Рисунок 1.5 – Схема осьового насоса

Робоче колесо осьового насоса схоже на гвинт корабля. Воно складається з корпусу 1, в якому встановлено втулка 3, на якій закріплено кілька лопатей 4 та осьовий направляючий апарат 2 за допомогою якого усувається закрутка рідини, і кінетична енергія її перетворюється в енергію тиску. Осьові насоси застосовують при великих подачах і малих тисках.

Осьові насоси можуть бути жорстколопатеві, в яких положення лопатей робочого колеса не змінюється, і поворотно-лопатеви, в яких положення робочого колеса може регулюватися.

**Зараз введено позначення відцентрових насосів у відповідності до міжнародних стандартів ISO 2853.**

Наприклад, насос позначається X100-65-250 К-СД:

"X" – тип насоса;

"100" – діаметр всмоктуючого патрубку в мм;

"65" – діаметр напірного патрубку в мм;

"250" – номінальний діаметр робочого колеса в мм.

Якщо попередні позначення змінювалися без істотної зміни конструкції, то введення міжнародного стандарту ІСО зажадало значно змінити конструкцію відповідно до вимоги цього стандарту.

Основною відмінністю і перевагою конструкції відцентрових насосів (з осьовим входом рідини Б робоче колесо), розроблених відповідно до міжнародних стандартів ІСО, є те, що демонтаж насоса можна здійснювати без від'єднання напірного і всмоктуючого трубопроводу.

При цьому трубопроводи кріпляться до корпусу, а робочі органи (робоче колесо) виймаються з боку електродвигуна, що передбачається конструкцією з'єднувальної муфти між насосом і електродвигуном.

Подальша індексація позначає:

"А" – індекс обточування робочого колеса.

Як правило, більше двох обточувань не буває, Тому позначення вводять "А" і "Б" (якщо колесо без обточування – то індексу немає).

"К" – виконання за матеріалом проточної частини.

У зв'язку з різноманіттям перекачуваних рідин в насосах застосовується велика кількість матеріалів, для яких введено такі позначення:

А – вуглецева сталь;

В – чавун, в т.ч. сірий чавун (як правило цей матеріал не показується);

Б – бронза;

Д – хромовий чавун типу 4Х28 або хромиста сталь типу 20Х13Л;

К – хромонікелева сталь типу 12Х18Н9Т;

Е – хромонікельмолібденових сталь типу 10Х17НІЗМ2Т;

І – хромонікельмолібденомедиста сталь типу 06ХН28МДТ;

М – хромонікелькремниста сталь типу 15Х18Н12С4ТЮ;

Н – сплав на нікелевій основі;

Т – титан і його сплави;

Ю – сплави алюмінію;

Л – кремнистий чавун типу 4С–15 (феррослід);

П – пластмаса;

Р – гумове покриття;

Ф – кераміка, фарфор;

Г – графіт.

Для якісної оцінки впливу рідини на матеріал насоса введено водневий показник рН. Цей величина, що показує міру активності іонів водню (Н<sup>+</sup>) в розчині, тобто ступінь кислотності або лужності цього розчину і виражається через негативні логарифми концентрації іонів водню в розчині. Нейтральна реакція води відповідає рН = 7, більше 7 – лужна, менше 7 – кисла.

Позначення по виду ущільнень:

"СД" – виконання по виду ущільнень.

С – одинарне сальникове ущільнення (без подачі затворної рідини);

СД – подвійне сальникове ущільнення (з подачею затворної рідини);

СП – промивне сальникове ущільнення;

2В – торцеве одинарне;

2Г (55) – торцеве подвійне;

Щ – щілинне;

М – манжетне.

Якщо вказується один вид ущільнення, а в дужках інший, то це показує можливе застосування і іншого виду, (в дужках менш кращого).

### 1.3 Завдання

Розрахувати і підібрати відцентровий насос для подачі  $G=5+0,15 \cdot n$  т/год 10% розчину гідроксиду натрію з ємності, що працює під атмосферним тиском ( $p_1 = 0,1$  МПа) в ємність під надлишковим тиском 0,1 МПа ( $p_2 = p_{\text{атм}} + 0,1$  МПа). Температура розчину  $t=10+0,5 \cdot n$  °С. Довжина всмоктуючої і нагнітаючої лінії та місцеві опори показані на схемі (рисунок 1.6). Геометрична висота підйому –  $H_z=5+0,05 \cdot n$  м.

**При розрахунках всі величини перевести в систему СІ.**

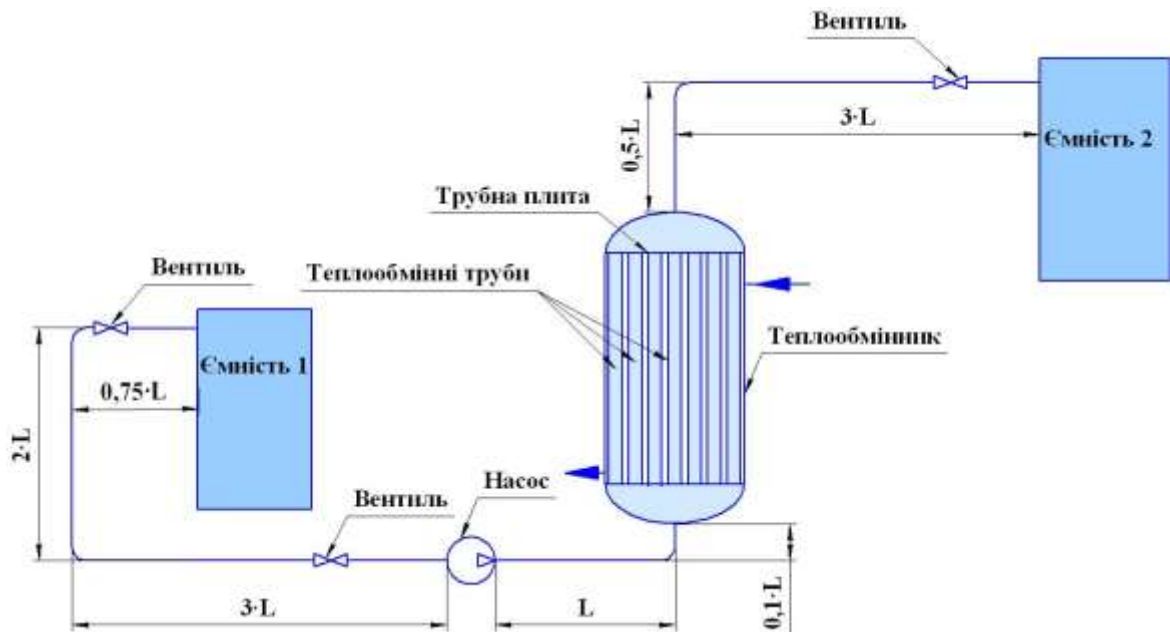


Рисунок 1.6 – Схема трубопроводів до розрахунку насоса

## 1.4 Порядок розрахунку

Матеріал викладено за авторами [1...4].

### 1. Вибір діаметра трубопроводу.

Внутрішній діаметр трубопроводу може бути визначений за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho w}}$$

де  $G$  – витрата (видаток) рідини, кг/с;  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w$  – швидкість руху рідини в трубопроводах, м/с.

Витрата (видаток) задана за умовою розрахунку, густина є властивістю речовини, що визначається за довідковими даними (додаток 1). Швидкість рідини та газів в трубопроводах доцільно вибирати, відповідно до таких рекомендацій:

Середовище  $w$ , м/с

Рідини:

при русі самотоком:

в'язкі 0,1–0,5

малов'язкі 0,5–1,0

при перекачуванні насосами:

у всмоктувальних трубопроводах 0,8–2,0

у нагнітальних трубопроводах 1,5–3,0

Бажано вибирати швидкість однаковою у всмоктую чому і нагнітальному трубопроводах.

Після розрахунку діаметра трубопроводу необхідно прийняти стандартні розміри внутрішнього діаметру трубопроводу з такого ряду, мм:

Стандартні розміри внутрішнього діаметру трубопроводу, мм														
19	28	32	39	51	81	98	121	147	207	257	313	359	406	506

Після того, як приймається діаметр трубопроводу, необхідно уточнити швидкість рідини в трубопроводах, м/с:

$$w = \frac{4G}{\pi \rho d^2}$$

## 2. Визначення витрат на тертя та місцеві опори.

Витрати тиску визначаються за формулою:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho w^2}{2}$$

З урахуванням:

$$\Delta p = \rho g h$$

Тоді, втрати напору можна записати у вигляді:

$$h_a = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{w^2}{2g}$$

де  $l$  – довжина трубопроводу, м;  $\lambda$  – коефіцієнт тертя;  $\xi$  – коефіцієнт місцевого опору.

Коефіцієнт тертя визначається залежно від режиму руху рідини, тону необхідно розрахувати критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu}$$

де  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості,  $\text{м}^2/\text{с}$  (Див. додаток).

При ламінарному режимі ( $\text{Re} < 2300$ ), коефіцієнт тертя визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

При турбулентному режимі:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{\varepsilon}{3,7} + \left( \frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right]$$

де  $\varepsilon$  – відносна шорсткість:

$$\varepsilon = \frac{e}{d}$$

де  $e$  – абсолютна шорсткість стінок посудини. Для сталевих трубопроводів з незначною корозією  $e = 0,2$  мм.

Коефіцієнти місцевих опорів визначаються залежно від виду місцевих опорів.

В даній схемі наявні такі місцеві опори:

- вхід в трубу (з гострими кромками)  $\xi=0,5$ ;
- ВЕНТИЛЬ – залежно від діаметра труби:

$d$ , мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350
$\xi$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5

- коліно під кутом  $90^\circ$   $\xi=1,6$ ;
- вихід з труби  $\xi=1$ .

Втрати напору визначаються окремо у всмоктувальному і нагнітаючому трубопроводах за формулою (5), потім визначається їх сума, м:

$$h_n = h_{\text{всмок}} + h_{\text{нагн}}$$



### 3. Вибір насоса.

Насос вибирається за продуктивністю та потужністю.

Повний напір, що розвивається насосом визначається за формулою, м:

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + H_z + h_n$$

Корисна потужність визначається за формулою, Вт:

$$N_{\kappa} = \rho g H Q = \frac{\rho g H G}{\rho} = g H G$$

де  $Q$  – об’ємна витрата (видаток) м<sup>3</sup>/с:  $Q = \frac{G}{\rho}$ .

Потужність на валу двигуна, Вт:

$$N_{\partial} = \frac{N_{\kappa}}{\eta_n \eta_n}$$

де  $\eta_n$  – ККД насоса,  $\eta_n = 0,98$ ,  $\eta_n$  – ККД передачі,  $\eta_n = 0,65$ .

Потужність, що споживається з мережі, Вт:

$$N_{\mathcal{M}} = \frac{N_{\partial}}{\eta_{\partial}}$$

де  $\eta_{\partial}$  – ККД двигуна,  $\eta_{\partial} = 0,8$ .

З урахуванням коефіцієнту запасу міцності потужність установки приймається:

$$N_y = 1,5 N_{\mathcal{M}}$$

За значенням потужності установки та повного напору насос приймається за таблицею (Див. додаток).

#### 4. Гранична висота всмоктування, м.

Запас напору для уникнення кавітації визначається за формулою:

$$h_3 = 0,3(Qn^2)^{\frac{2}{3}} = 0,3\left(\frac{G}{\rho}n^2\right)^{\frac{2}{3}}$$

Гранична висота всмоктування:

$$H_{\text{вс}} \leq \frac{p_a}{\rho g} - \left( \frac{p_t}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + h_{\text{всмок}} + h_3 \right)$$

де  $p_a$  – атмосферичний тиск, Па;  $p_t$  – тиск насичених парів за робочої температури (додаток 3). Насос має розташовуватися не вище вказаної величини над рівнем рідини в ємності.

#### 1.5 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.

2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с.

3. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ.

спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. А. Р. Степанюк, С. В. Гулієнко. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,77 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 160 с. – Назва з екрана. Доступ:<http://ela.kpi.ua/handle/123456789/25281>

4. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: лабораторний практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. А. Р. Степанюк, С. В. Гулієнко. – Електронні текстові данні (1 файл: 2,76 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 69 с. – Назва з екрана. – Доступ:<http://ela.kpi.ua/handle/123456789/25282>

## 1.6 Додатки до практичного заняття

### Теплофізичні властивості розчинів NaOH Густина розчинів NaOH, $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>

Концентрація, %	Температура розчинів							
	50	60	70	80	90	100	110	120
0	998	983	978	972	965	958	951	943
5	1041	1036	1030	1024	1018	1012	1005	997
10	1094	1089	1083	1077	1071	1064	1057	1049
15	1148	1142	1136	1130	1124	1117	1110	1102
20	1202	1196	1190	1183	1177	1170	1163	1155
25	1309	1250	1244	1237	1230	1223	1216	1208
30	1410	1303	1296	1289	1283	1276	1269	1261
40	1410	1403	1396	1389	1382	1375	1368	1360
50	1504	1497	1490	1483	1476	1469	1462	1454
60	1595	1588	1581	1574	1567	1560	1553	1544
70	1684	1677	1670	1663	1656	1649	1642	1663

### Коефіцієнт кінематичної в'язкості розчинів NaOH, $\nu \cdot 10^6$ м<sup>2</sup>/с

Концентрація, %	Температура розчинів						
	60	70	80	90	100	110	120
0	0,479	0,415	0,367	0,325	0,286	0,268	0,244
5	0,667	0,568	0,515	0,485	0,460	0,436	0,415
10	0,835	0,706	0,650	0,629	0,611	0,592	0,574
15	1,111	0,957	0,872	0,827	0,806	0,783	0,760
20	1,364	1,185	1,074	1,011	0,983	0,958	0,935
30	2,611	2,046	1,678	1,511	1,428	1,378	1,351
40	3,878	3,192	2,597	2,194	1,978	1,822	1,744
50	5,361	4,436	3,733	3,222	2,706	2,467	2,353
60	8,167	6,389	4,778	4,028	3,500	3,128	2,903
70	11,686	9,444	7,222	5,278	4,278	3,778	3,528

## Технічна характеристика відцентрових насосів

Марка	Q, м <sup>3</sup> /Г	H, м	n, об/хв	Електродвигун	
				тип	N, кВт
<b>Консольні насоси загального призначення для води</b>					
К 8/18	8	18	2900	4A80A2	1,5
КМ 20/18a	17	15	2900	4AX80A2	1,5
К 20/18	20	18	2900	4A80B2	2,2
К 20/30	20	30	2900	4A100S2	4,0
К 45/30	45	30	2900	4A112M2	7,5
КМ 80-50-200	50	50	2900	4A160S2	15,0
К 90/20	90	90	2900	4A112M2	7,5
К 90/35	90	90	2900	4A160S2	15,0
КМ 90/55a	90	90	2900	4A112M2	18,5
КМ 100-65-200	100	100	2900	4A112M2	30,0
К 160/30	160	160	1450	4A112M4	15,0
КМ 150-125-315	160	200	1450	4A112M4	30,0
К 290/18	290	290	1450	4A112S4	22,0
К290/30	290	290	1450	4A112M4	37,0
<b>Насоси для хімічних виробництв. Консольні насоси.</b>					
ХМ 2/25	2	25	2900	4A71B2	1,1
Х 3/40	3	40	2900	4A1002	4,0
Х 8/18	8	18	2900	2B100S2	4,0
Х 8/30	8	30	2900	4A100S2	4,0
ХМ 8/40	8	40	2900	2B100S2	4,0
Х 8/60	8	60	2900	2A160M2	18,5
Х 50-32-125	12,5	20	2900	4A90L2	3,0
Х 20/18	20	18	2900	2B100S2	4,0
Х 65-50-125	25	20	2900	4A100S2	4,0
Х 65-50-160	25	32	2900	AB100L2	5,5
АХ 65-40-200	25	50	2900	4A160S2	15,0
Х 20/31	20	31	2900	4A112M2	7,5
Х 20/53	20	53	2900	4A132M2	11,0
ХО 20/95	20	95	2900	B160M2	18,5
Х 45/31	45	31	2900	4A160S2	15,0
Х 45/54	45	54	2900	4A180S2	22,0
Х 45/90	45	90	2900	4A200M2	37
Х 80-50-160	50	32	2900	4A160M2	18,5
Х 50-50-200	50	50	2900	4A160M2	18,5
ТХ 72/20	72	20	1450	4A160S2	15

AX 125-80-250	80	20	1450	4A160S4	15
X 90/33	90	33	2900	4A180S2	22
X 90/49	90	49	2900	4A180M2	30
X 90/85	90	85	2900	4A225M2	55
X 100-80-160	100	32	2900	4A180S2	22
X 100-65-250	100	80	2900	4A225M2	55
X 160/29	160	29	1450	4A200M4	37
X 130/49/2	160	49	2900	4A225M2	55
X 150-125-315	200	32	1450	4A225M4	55
X 280/29	280	29	2900	4A225M4	55
X 280/42	280	42	2900	4A225M4	55
X 280/72	280	72	2900	АО 101-4М	125
Герметичні електронасоси					
ЦГ 6,3/20	6,3	29	3000		1,1
ЦГ 63/32	6,3	32	3000		2,2
1ЦГ 12,5/50	12,5	50	3000		4
2ХГ -9	20	19	3000		2,8
2ХГ -5	20	44	3000		4,5
2ХГ -4	20	61	3000		10
ЦГ 25/50	25	50	3000		14
ЦГ 25/80	25	80	3000		15
ЦГ 50/12,5	50	12,5	1500		3
ЦГ 50/50	50	50	3000		15
ЦГ 50/80	50	80	3000		30
ЦГ 100/32	100	32	3000		15
ЦГ 100/80	100	80	3000		45
ЦГ 200/50	200	50	3000		45

### Тиск насиченої водяної пари

Тиск (абсолютний), МПа	Температура, °С	Питомий об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома ентальпія рідини $i'$ , кДж/кг	Питома ентальпія пари $i''$ , кДж/кг	Питома теплота пароутворення $r$ , кДж/кг
1	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
1,5	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
2	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
2,5	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
3	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
4	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
5	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
6	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
8	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
100	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
120	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
140	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
160	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
180	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
200	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
300	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
400	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
500	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
600	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
700	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
800	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
900	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040

## **2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ**

### **2.1 Вступ**

Метою роботи є набуття практичних умінь при виконанні параметричних розрахунків теплообмінника

Завданнями розрахункової роботи є:

- виконати альбом конструкцій, у якому привести класифікацію теплообмінного обладнання та опис щонайменше 10 апаратів відповідного теплообмінного обладнання;
- скласти матеріальний та тепловий баланс теплообмінного обладнання;
- визначити основні геометричні розміри теплообмінного обладнання;
- презентувати виконану роботу.

При складанні методичних вказівок до задачі використано матеріали методичних вказівок [1...4].

### **2.2 Теоретичні відомості**

Матеріал викладено за авторами [1...4].

#### **Класифікація теплообмінного обладнання**

**Теплообмінним** називають обладнання, у якому проходять процеси обміну теплотою між двома теплоносіями. Теплообмінне обладнання класифікують за такими основними ознаками.

*За функціональними ознаками* (за способом передачі теплоти) розрізняють поверхневі та контактні теплообмінники.



**Поверхневі теплообмінники.** Теплоносії розділені стінкою та обмінюються теплом через поверхню теплообміну. Поверхневі теплообмінники бувають двох типів: рекуперативні та регенеративні.

**Рекуперативні теплообмінні апарати (ТА).** Теплоносії одночасно рухаються по різні сторони поверхні теплопередачі та обмінюються теплом через роздільну стінку. Цей вид теплообмінного обладнання найчастіше застосовується у хімічній, газо- і нафтопереробній, енергетичній та інших галузях промисловості.

**Регенеративні теплообмінники.** Їх теплообмінна поверхня по черзі обмивається спочатку гарячим, а потім холодним теплоносієм, тому регенеративні теплообмінники працюють циклічно. Спочатку в апарат подається гарячий теплоносій, який контактує з розвинутою теплообмінною поверхнею - насадкою з великою масою, при цьому відбувається її розігрівання до заданої температури та накопичення певного запасу тепла. Через деякий проміжок часу відбувається автоматичне перемикання регулювальних клапанів і в апарат надходить холодний теплоносій, що контактує з нагрітою поверхнею насадки, сам нагрівається та одночасно прохолоджує поверхню теплообміну. Після цього знову відбувається переключення клапанів та в апарат подається гарячий теплоносій. Як правило, в регенеративних теплообмінниках відбувається теплообмін між газовими теплоносіями. Регенеративні теплообмінники знайшли широке застосування в газорозділюючих установках, а також у металургійній промисловості.

**Контактні теплообмінники.** Перенесення тепла відбувається в результаті безпосереднього контакту потоків гарячого та холодного теплоносіїв. У контактних теплообмінниках теплоносії, як правило, взаємодіють у різних фазових станах (газ - рідина, пара - рідина, газ - тверді частинки та ін.), процеси теплообміну можуть проходити як без зміни, так і зі зміною агрегатного стану середовищ.

**За цільовим технологічним призначенням** (основним завданнями ТА) розрізняють такі рекуперативні теплообмінники:

- власне теплообмінники;
- підігрівники;
- холодильники;
- охолоджувачі-конденсатори;
- конденсатори;
- випарники;
- випарники-конденсатори та ін.

Технологічне призначення кожухотрубчастих теплообмінників звичайно відображене в умовних позначеннях, при цьому застосовують такі буквені індекси:

- И- випарник;
- К - конденсатор;
- Т - теплообмінник;
- Х - холодильник.

У власне **теплообмінниках** обидва процеси (нагрівання та охолодження середовищ) є однаково важливими для технологічного процесу.

У **підігрівниках** основним завданням процесу є нагрівання холодного теплоносія до потрібної температури.

**Холодильники** в основному призначені для охолодження робочих середовищ, у **холодильниках-конденсаторах** одночасно з охолодженням відбувається часткова або повна конденсація теплоносія.

**Конденсатори.** Основним завданням процесу є конденсація пари (або окремих газів), при цьому відбувається процес фазового переходу гарячого

теплоносія та одержання рідини за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного та нагрівання останнього.

**Випарники.** Основним завданням процесу є випарювання робочого середовища (холодного теплоносія) і переведення його з рідкого стану в паровий (або газовий) стан за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного, що кипить та випаровується.

**Випарники-конденсатори.** По обидві сторони поверхні теплопередачі теплоносії змінюють свій агрегатний стан, у той час як гарячий теплоносії віддає тепло та конденсується, інший холодний теплоносії по іншу сторону поверхні нагрівається та випаровується.

**В залежності від агрегатного стану теплоносіїв розрізняють такі теплообмінники:**

- без зміни агрегатного стану обох теплоносіїв (газо - газові, газо - рідинні, рідинно-рідинні холодильники та підігрівачі);
- зі зміною агрегатного стану одного з теплоносіїв (підігрівник-випарник, конденсатор-підігрівник, холодильник-конденсатор та ін.);
- зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв (конденсатор-випарювач).

**За способом утворення теплообмінної поверхні розрізняють:**

- апарати, виготовлені із труб (трубні, кожухотрубчасті, змійовикові, кручені та ін.);
- теплообмінні апарати, виготовлені з листового прокату (пластинчасті, спіральні, ламельні та ін.).

**За орієнтацією теплообмінної поверхні** розрізняють вертикальні (В), горизонтальні (Г) та похилі теплообмінники.

**За способом компенсації температурних подовжень** теплообмінники бувають:

- без компенсації - жорсткої конструкції;
- з компенсацією пружним елементом - напівжорсткої конструкції;
- з компенсацією в результаті вільних подовжень - нежорсткої конструкції.

Наявність конструктивних пристроїв для компенсації температурних подовжень відбито в умовних позначеннях типу теплообмінника такими індексами:

- ИУ - випарник з U-подібними трубками;
- ТН - теплообмінник з нерухомими трубними дошками;
- ТП - теплообмінник із плаваючою голівкою;
- ХК - холодильник з температурним компенсатором на корпусі.

Окремі види теплообмінників мають додаткові класифікаційні ознаки.

### **Опис конструкцій теплообмінних апаратів**

Залежно від способу передачі теплоти теплообмінники поділяються на дві основні групи:

- поверхневі теплообмінники, в яких обмін теплотою між теплоносіями відбувається крізь глуху стінку, що їх розділяє;
- теплообмінники змішування, в яких теплота передається внаслідок безпосереднього контакту двох теплоносіїв.

Значно рідше в хімічній промисловості застосовуються регенеративні теплообмінники, в яких нагрівання рідких середовищ відбувається за рахунок

їхнього контакту з попередньо нагрітими твердими тілами – насадками, якими заповнений апарат і які періодично нагріваються іншим теплоносієм.

Найбільш поширеними є поверхневі теплообмінники, конструкції яких дуже різноманітні. Нижче буде розглянуто типові, в основному нормалізовані, конструкції поверхневих теплообмінників.

Конструкції теплообмінників мають бути простими, зручними для монтажу й ремонту. У ряді випадків конструкція теплообмінника повинна забезпечувати якомога менше забруднення поверхні теплообміну, яка має бути легкодоступною для огляду й очищення.

Поверхневі теплообмінники бувають: кожухотрубні, трубчаті, зрошувальні, змієвикові, спіральні, пластинчаті, блочні.

### **Кожухотрубний одноходовий теплообмінник**

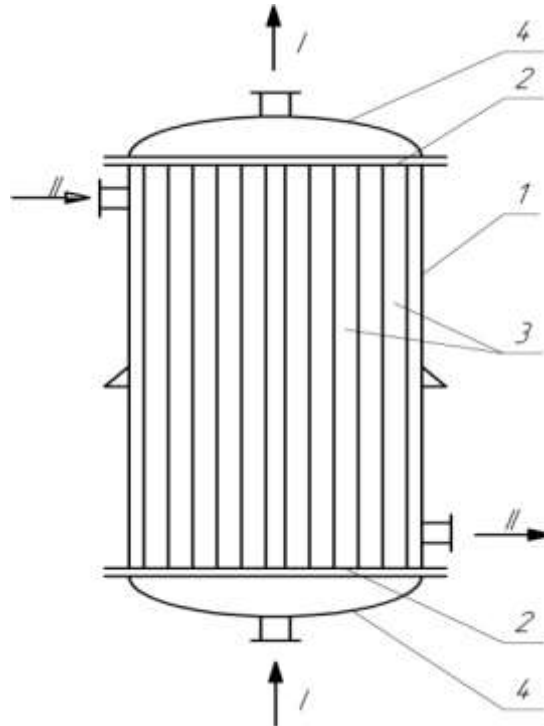
Застосування. Даний апарат раціонально використовувати, коли швидкість процесу визначається величиною коефіцієнта тепловіддачі у міжтрубному просторі, а також у процесі випарювання рідин.

Кожухотрубний теплообмінник складається з корпусу 1 та приварених до нього трубних решіток 2. У трубних решітках закріплені пучок труб 3. До трубних решіток кріпляться (на прокладках та болтах) кришки 4.

У кожухотрубному теплообміннику одна із речовин I рухається всередині труб (у трубному просторі), а інша II – у міжтрубному просторі. Речовини зазвичай направляють протитечією одна до одної. При цьому ту речовину, яку нагрівають, направляють знизу догори, а речовину, що віддає тепло, – в протилежному напрямку. Такий напрямок руху кожної речовини співпадає з напрямком, у якому прагне рухатися дана речовина під впливом зміни її густини при нагріванні чи охолодженні. Крім того, при вказаних напрямках руху досягається більш рівномірний розподіл швидкостей та ідентичні умови теплообміну за площею поперечного перерізу апарату.

Переваги: Достатньо велика швидкість в трубах при великих об'ємних видатках середовища, що в них рухається. Простота конструкції та експлуатації.

Недоліки: сумарний поперечний перетин труб відносно великий, що дозволяє отримувати достатньо високі швидкості в трубах тільки при великих об'ємних витратах речовини; низький коефіцієнт теплопередачі; невелика різниця температур середовищ, між якими відбувається теплообмін.

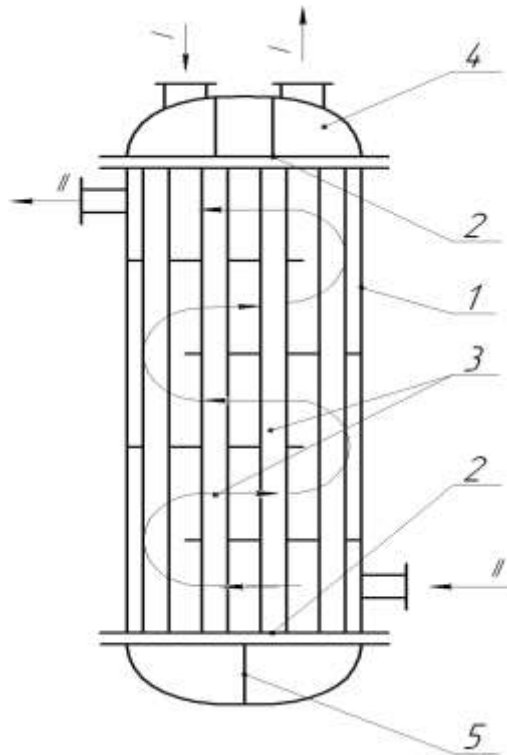


1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки.

Схема кожухотрубного одноходового теплообмінника

### **Кожухотрубний багатоходовий теплообмінник**

Застосування. Кожухотрубний багатоходовий теплообмінник застосовується для підігрівання рідин та конденсатів, а також раціонально застосовувати в системі теплообміну рідина – рідина і газ – газ, при великих теплових навантаженнях.



1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки; 5 – перегородки в кришках; 6 – перегородки у міжтрубному просторі

Схема кожухотрубного багатогодового теплообмінника

В цьому теплообміннику корпус 1, трубні решітки 2, закріплені в них труби 3 та кришки 4 ідентичні зображеним на рисунку 1.2. За допомогою поперечних перегородок 5, установлених в кришках теплообмінника, труби розділені на секції, або ходи, по яким послідовно рухається рідина, яка протікає в трубному просторі теплообмінника. Зазвичай розбивку на ходи проводять таким чином, щоб в усіх секціях знаходилась однакова кількість труб.

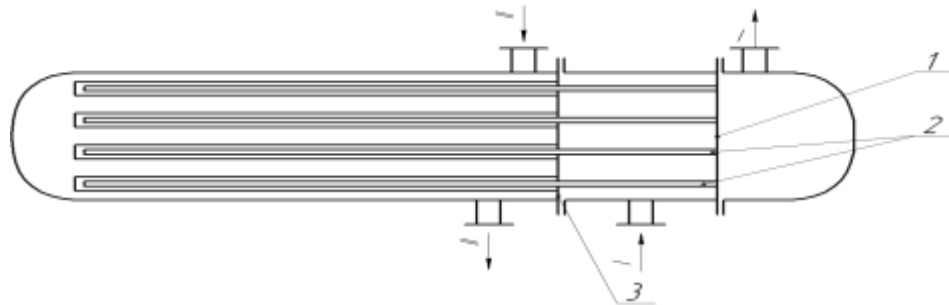
Завдяки меншій площі поперечного перерізу труб, розміщених в одній секції, в порівнянні з поперечним перерізом всього пучка труб, швидкість рідини в трубному просторі багатогодового теплообмінника збільшується (по відношенню до швидкості в одноходовому теплообміннику) в число разів, рівне числу ходів. Так, в чотирьохходовому теплообміннику (рисунок 2) швидкість в трубах при інших рівних умовах в чотири рази більше, ніж в одноходовому. Для збільшення

швидкості та подовження шляху руху рідини в між трубному просторі слугують сегментні перегородки 6. В горизонтальних теплообмінниках ці перегородки слугують одночасно проміжними опорами для пучка труб.

Переваги. Більша швидкість теплообміну в порівнянні з одноходовими кожухотрубними теплообмінниками.

Недоліки. Низька рушійна сила теплопередачі, та неможливість використання при різницях температур більше  $50^{\circ}\text{C}$ .

### **Кожухотрубний теплообмінник з подвійними трубами.**



1,3 – трубні решітки; 2 – внутрішні труби; 4 – зовнішні труби.

Схема кожухотрубного теплообмінника з подвійними трубами

Застосування. Теплообмінники з подвійними трубами використовуються в основному в контактнo-каталітичних і реакційних процесах.

З однієї сторони апарату розміщені дві трубні решітки, причому у решітці 1 закріплений пучок труб 2 меншого діаметра, відкритих з обох кінців, а в решітці 3 – труби 4 більшого діаметра із закритими лівими кінцями, встановленими концентрично відносно труб 2 (Рисунок 1.3).

Середовище I рухається по кільцевих просторах між трубами 2 та 4 і виводиться з міжтрубного простору теплообмінника по трубах 2. Інше середовище II рухається зверху вниз по міжтрубному простору корпусу теплообмінника,



омиваючи труби 4 зовні. У теплообмінниках такої конструкції труби можуть подовжуватися під дією температури незалежно від корпусу теплообмінника.

Переваги: невеликі перерізи внутрішньої труби, що дає можливість досягати значних швидкостей руху теплоносіїв, що в свою чергу призводить до підвищення коефіцієнту теплопередачі.

Недоліки: дорожчий, ніж кожухотрубний одноходовий теплообмінник (металоемні); складність монтажу; більш громіздкі.

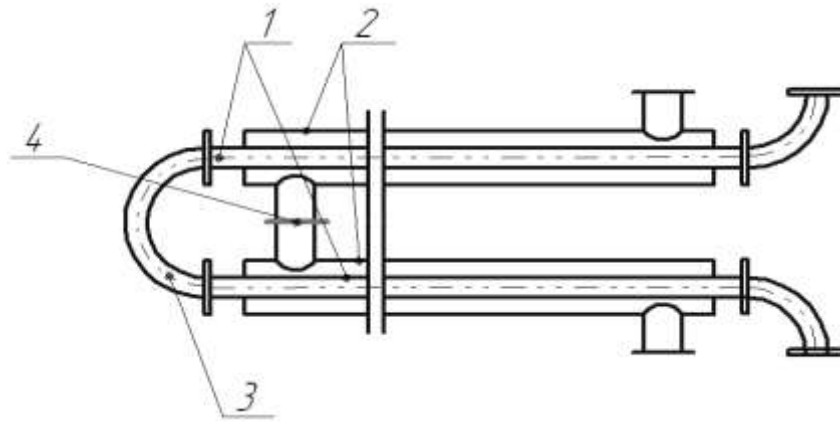
### **Двотрубний теплообмінник.**

Застосування. В контактнo-каталітичних та реакційних процесах, що відбуваються при високих температурах, коли необхідно забезпечити вільне подовження всіх труб. Для процесів із порівняно невеликими тепловими навантаженнями і відповідно малими поверхнями теплообміну.

Теплообмінники цієї конструкції складаються з кількох послідовно з'єднаних трубних елементів, утворених двома концентрично розміщеними трубами. Один теплоносій рухається по внутрішніх трубах 1, а інший – по кільцевому зазору між внутрішніми 1 та зовнішніми 2 трубами. Внутрішні труби з'єднуються калачами 3, а зовнішні труби – патрубками 4 (Рисунок 1.4).

Переваги: високі швидкості руху рідин; порівняно високі коефіцієнти теплопередачі; менша ймовірність відкладання накипу та забруднення поверхонь теплообміну; можливість ефективно працювати при невеликих витратах теплоносіїв.

Недоліки: більш громіздкі, ніж кожухотрубні; металоемні.



1 – внутрішні труби; 2 – зовнішні труби; 3 – калач; 4 – патрубок.

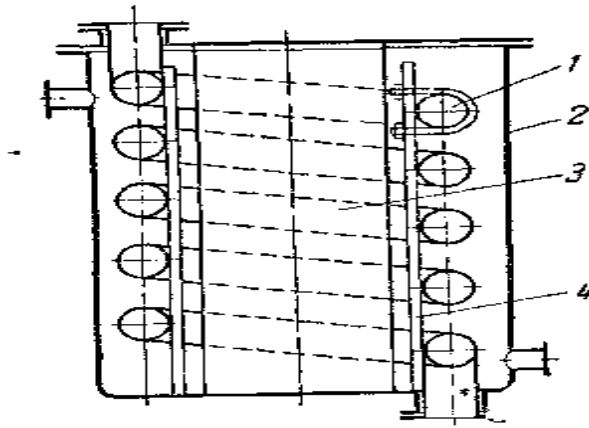
Схема двотрубного теплообмінника

### **Змієвиковий теплообмінник.**

Застосування. При високих тисках і в хімічно активних середовищах, при поверхнях нагрівання до  $10 \div 15 \text{ м}^2$ .

У занурюваному змієвиковому теплообміннику краплинна рідина, газ або пар рухаються по спіральному змієвику 1, виконаному з труб діаметром  $15 \dots 75 \text{ мм}$ , який занурений у рідину, що перебуває в корпусі 2 апарату. Внаслідок великого об'єму корпусу, в якому знаходиться змієвик, швидкість рідини в корпусі незначна, що обумовлює низькі значення коефіцієнта тепловіддачі ззовні змієвика. Для його збільшення підвищують швидкість рідини всередині корпусу шляхом встановлення в ньому внутрішнього стакану 3, але при цьому значно зменшується корисно використовуваний об'єм корпусу апарату. Разом з тим в деяких випадках більший об'єм рідини, що заповнює корпус, має і позитивне значення, оскільки забезпечує більш стабільну роботу теплообмінника при коливаннях режиму. Труби змієвика кріпляться на конструкції 4 (Рисунок 1.5).

Переваги. Знаходять широке застосування внаслідок простоти будови, дешевизни, доступності для очистки й ремонту.



1 – спіральний змієвик; 2 – корпус апарату; 3 – внутрішній стакан; 4 – конструкція для кріплення змієвика

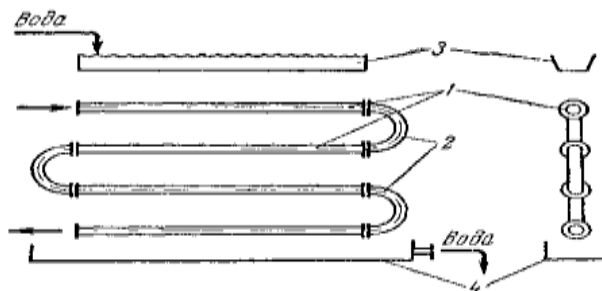
#### Схема змієвикового теплообмінника

Недоліки. Тепловіддача в міжтрубному просторі занурених теплообмінників малоінтенсивна, оскільки тепло передається практично шляхом вільної конвекції. Тому теплообмінники такого типу працюють при низьких теплових навантаженнях.

#### **Зрошувальний теплообмінник**

Застосування. Зрошувальні теплообмінники застосовуються головним чином в якості холодильників та конденсаторів, причому близько половини тепла відводиться при випаровуванні охолоджуючої води. В результаті витрати води різко знижуються в порівнянні з її витратами в холодильниках інших типів.

Такий теплообмінник представляє собою змієвики 1 з розміщених один над одним прямих труб, які з'єднані між собою калачами 2. Труби зазвичай розміщені в вигляді паралельних вертикальних секцій (на рисунку 1.6 показана лише одна секція) з загальними колекторами для подачі та відводу охолоджуючого середовища (води). Згори змієвики зрошуються водою, рівномірно розділеною у вигляді крапель та струменів за допомогою жолоба 3 з зубчатими краями. Відпрацьована вода відводиться з піддона 4, встановленого під змієвиками.



1 – секції прямих труб; 2 – калачі; 3 – розподілювальний жолоб; 4 – піддон

Схема зрошувального теплообмінника

У зв'язку з випаровуванням води, що підсилюється при недостатньому зрошуванні, теплообмінники цього типу частіше за все встановлюють на відкритому повітрі; їх огорожують дерев'яними решітками (жалюзі), головним чином для того, щоб звести до мінімуму розповсюдження бризок води. Незважаючи на те, що коефіцієнти теплопередачі, які працюють по принципу перехресного струму, трохи вище, ніж в занурених, їх суттєвими недоліками є: громіздкість, нерівномірність змочування зовнішньої поверхні труб, нижні кінці яких при зменшенні витрат зрошувальної води дуже погано змочуються та практично не беруть участі в теплообміні, корозія труб киснем повітря, наявність крапель та бризок, які попадають в навколишній простір.

Переваги. Відносно малі витрати води - важлива перевага зрошувальних теплообмінників, які, крім того, відрізняються також простотою конструкції та легкістю очистки зовнішньої поверхні труб.

Недоліки. Зрошувальні теплообмінники працюють при невеликих теплових навантаженнях та коефіцієнти теплопередачі в них не високі. Їх часто виготовляють з хімічно стійких матеріалів. Громіздкість, нерівномірність змочування зовнішньої поверхні труб, кородування труб киснем повітря.

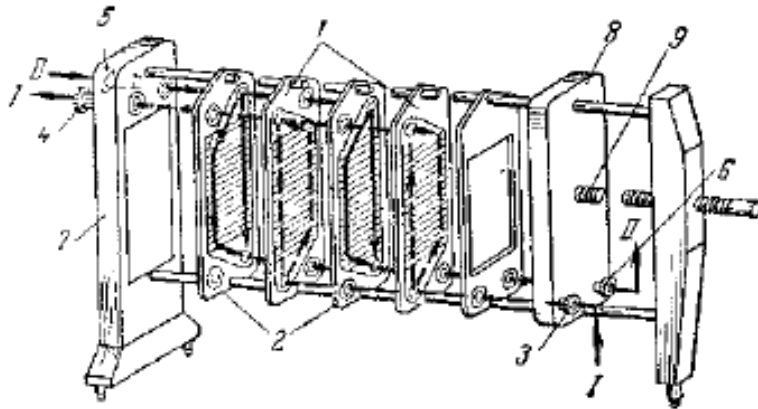
## Пластинчастий теплообмінник

Застосування. Процеси теплообміну між рідинами.

В пластинчастому теплообміннику поверхня теплообміну утворюється гофркованими паралельними пластинами 1,2, за допомогою яких створюється система вузьких каналів шириною 3-6 мм з хвилястими стінками. Рідини, між якими відбувається теплообмін, рухаються в каналах між сусідніми пластинами, омиваючи протилежні бокові сторони кожної пластини (Рисунок 1.7).

Пластина має на передній поверхні три прошарки. Більший прошарок обмежує канал для руху рідини 1 між пластинами, а також отвори для входу рідини 1 в канал та виходу з нього; дві малі кільцеві прокладки ущільнюють отвори, через які надходить та виходить рідина 2, яка рухається протипотоком.

На рисунку б рух рідини 1 показано схематично пунктирною лінією, а рідини 2 – щільною лінією. Рідина 1 надходить через штуцер 3, рухається по непарним каналам (рахуючи справа наліво) та виходить через штуцер 6.



1 – парні пластини; 2 – непарні пластини; 3,4 – штуцери для входу та виходу теплоносія 1; 5,6 – те ж, що і для теплоносія 2; 7 – нерухома головна плита; 8 – рухома головна плита; 9 – стягуючий гвинтовий пристрій.

Схема пластинчастого теплообмінника

Пакет пластин затискається між нерухомою плитою 7 та рухомою плитою 8 за допомогою гвинтового зажиму 9.

Внаслідок значних швидкостей, з якими рухаються рідини між пластинами, досягаються високі коефіцієнти теплопередачі, аж до 3800 Вт/кв.м і більше при малому гідравлічному опорі.

Переваги Пластинчасті теплообмінники легко розбираються та очищаються від забруднень. Підвищені теплові навантаження.

Недоліки. До них відносяться: неможливість роботи при високих тисках та важкість вибору еластичних хімічно стійких .

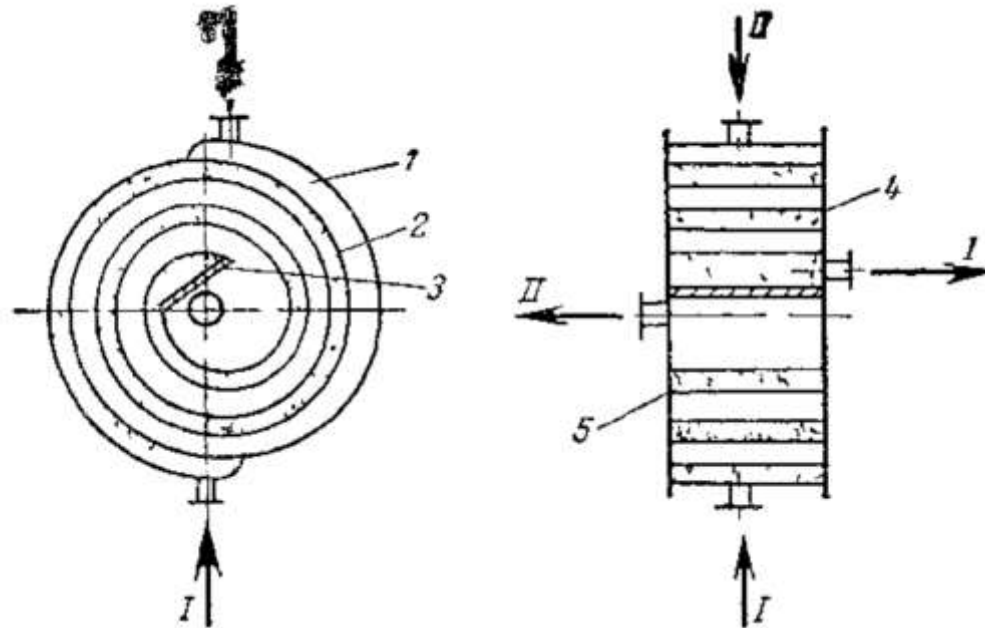
### **Спіральний теплообмінник**

Застосування. Використовують для нагрівання та охолодження газів, рідин та парогазових сумішей. Область застосування обмежена невеликою різницею температур та тисків.

В спіральному теплообміннику поверхня теплообміну утворюється двома металевими листами 1 і 2, звернутими по спіралі. Внутрішні кінці листів приварені до глухої перегородки 3, а їх зовнішні кінці зварені один з одним. З торців спіралі закриті встановленими на прошарках плоскими кришками 4 та 5. Таким чином, всередині апарата утворюються два ізольованих один від іншого спіральних канали (шириною 2÷8 мм), по яким, зазвичай протипотоком, рухаються теплоносії. Як показано на рис. 10, теплоносій 1 надходить через штуцер та видаляється через боковий штуцер в правій кришці теплообмінника, а теплоносій 2 входить в верхній штуцер та видаляється через боковий штуцер в лівій кришці.

Переваги Спіральні теплообмінники досить компактні, працюють при високих швидкостях теплоносіїв (для рідин 1÷2 м/с) та володіють при рівних швидкостях середовищ меншим гідравлічним опором, ніж трубчасті теплообмінники різних типів.

Недоліки. Ці апарати складні в виробництві та працюють при обмежених надлишкових тисках, які не перевищують 10атм, оскільки намотка спіралей ускладнюється зі збільшенням товщини листів; крім того, виникають труднощі при створенні щільного з'єднання між спіралями та кришками.



1,2 – листи, звернуті в спіралі; 3 – перегородка; 4,5 – кришки

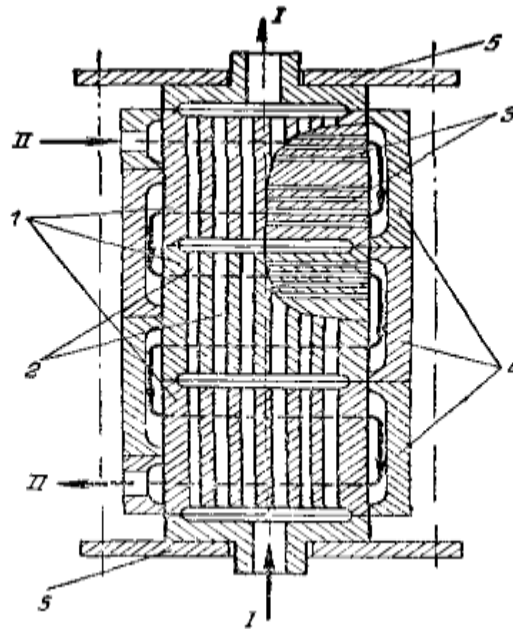
Схема спірального теплообмінника

### Блочний теплообмінник

Застосування. Для процесів теплообміну, що відбуваються в хімічно агресивних середовищах.

Блочний теплообмінник складається з окремих графітових блоків 1, що мають наскрізні вертикальні канали 2 круглого перетину та перпендикулярні їм канали 3. Теплоносій I рухається по вертикальним каналам, а теплоносій II – по горизонтальним каналам 3, проходячи послідовно всі блоки. Горизонтальні канали різних блоків з'єднуються один з одним через бокові перетічні камери 4. Графітові блоки ущільнюються між собою прокладками з резини чи тефлону та стягуються

торцевими кришками 5 на болтах. Крім прямокутних блоків використовують також циліндричні блоки, в яких горизонтальні канали розміщуються радіально.



1 – графітові блоки; 2 – вертикальні круглі канали; 3 – горизонтальні круглі канали; 4 – бокові перетічні камери; 5 – торцеві кришки

Схема блочного теплообмінника з графіту

Переваги: застосування для хімічно агресивних середовищ, де застосування інших теплообмінників недопустиме.

Недоліки: застосовуються при невисоких тисках; необхідність обробки графіту для запобігання його забруднення.

### **Визначення теплового навантаження апарата**

Теплове навантаження теплообмінника визначається з рівняння теплового балансу.

Для гарячого теплоносія, Вт:



$$Q = G_1 \cdot c_{p1} (t_{1n} - t_{1к});$$

для холодного теплоносія , Вт:

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} (t_{2н} - t_{2к}).$$

Рівняння можна застосовувати в тому випадку, якщо теплоносій не змінює свого агрегатного стану.

При зміні агрегатного стану (процеси кипіння та конденсації) теплове навантаження визначається з рівняння, Вт:

$$Q = G_1 \cdot r_1;$$

$$Q = G_2 \cdot r_2.$$

Для визначення теплового навантаження можна запропонувати більш загальне рівняння, Вт:

$$Q = G_1 (i_{1к} - i_{1н});$$

$$Q = G_2 (i_{2к} - i_{2н}).$$

У вищенаведених формулах індекс "1" відповідає гарячому теплоносієві, "2" - холодному.

Індекси "П", "К" - визначають значення параметрів на вході й виході з теплообмінника,

$G$  – витрати теплоносія, кг/с,

$c_p$ - питома теплоємність, Дж/(кгК),

$r$ - питома теплота фазового переходу, Дж/кг,

$i$ - ентальпія теплоносія, Дж/кг.

### Визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв

При протитечії та прямо течії за умови  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\mathcal{M}} > 2$  середню різницю температур визначають як середньо-логарифмічну з більшої й меншої різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}.$$

За умови  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\mathcal{M}} < 2$  середню різницю температур визначають як середньо-арифметичну з більшої й меншої різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mathcal{M}}}{2}.$$

При прямо тоці значення  $\Delta t_{\delta}$  і  $\Delta t_{\mathcal{M}}$  визначаються по залежностях:

$$\Delta t_{\delta} = t_{1\text{r}} - t_{2\text{i}},$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_{1\text{e}} - t_{2\text{e}}.$$

При протитоці  $\Delta t_{\delta}$  і  $\Delta t_{\mathcal{M}}$  визначаються залежно від співвідношення добутоків,  $G_2 \cdot c_{p2}$  і  $G_1 \cdot c_{p1}$ :

а) для  $G_2 \cdot c_{p2} = G_1 \cdot c_{p1}$ :

$$\Delta t_{\bar{n}\delta} = \Delta t_{\dot{a}} = \Delta t_{\dot{i}} ;$$

б) для  $G_2 \cdot c_{p2} < G_1 \cdot c_{p1}$ :

$$\Delta t_{\dot{a}} = t_{1\dot{e}} - t_{2\dot{i}} ;$$

$$\Delta t_{\dot{i}} = t_{1\dot{i}} - t_{2\dot{e}} ;$$

в) для  $G_2 \cdot c_{p2} > G_1 \cdot c_{p1}$ :

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{1\text{н}} - t_{2\text{к}} ;$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{1\text{к}} - t_{2\text{н}} .$$

У розрахунковій практиці рекомендується середню температуру теплоносія з меншим перепадом температур по довжині апарата визначати як середньо-логіфімічну, а середню температуру іншого теплоносія - по відомій величині  $\Delta t_{cp}$  користуючись співвідношенням:

$$\Delta t_{\bar{n}\delta} = \Delta t_{\text{сд1}} - \Delta t_{\bar{n}\delta 2}$$

### Визначення площі поверхні теплообміну

Поверхня теплообміну розраховується виходячи з основного рівняння теплопередачі, м<sup>2</sup>:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}}$$

де  $F_{op}$  - орієнтовна поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>;

$K_{op}$  – орієнтовний коефіцієнт теплопередачі  $\frac{B_T}{m^2 \cdot K}$  ;

$\Delta t_{cp}$  – середня різниця температур теплоносія, К.

У таблиці 2.1 наведено рекомендовані орієнтовні середні значення коефіцієнту теплопередачі в залежності від виду теплообміну.

## Коефіцієнт тепловіддачі в трубному просторі

Для практичних розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі при протіканні рідини в середині труб застосовуються критеріальні рівняння отримані в результаті експериментальних досліджень процесу.

Для уточнених розрахунків при визначенні коефіцієнта теплопередачі  $K$  необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки  $\alpha_1$  та від стінки до холодного теплоносія  $\alpha_2$ , а також термічний опір самої стінки, на якій у процесі експлуатації теплообмінника утворюється з однієї або двох сторін шар забруднень. Коефіцієнти тепловіддачі визначаються за критерієм Нусельта. Критерій Нусельта у трубному просторі розраховують залежно від умов тепловіддачі по одному з рівнянь наведених у таблиці 2.2.

Таблиця 2.1 – Рекомендовані орієнтовні середні значення коефіцієнту теплопередачі

№ п/п	Вид теплообміна	Вимушений рух	Вільний рух
1.	Від газу до газу (при низьких тисках)	10-40	4-12
2.	Від газу до рідини (газові холодильники)	10-60	6-20
3.	Від газу що конденсується до газу (повітрянагрівачі)	10-60	6-12
4.	Від рідини до рідини (вода)	800-1700	140-40
5.	Від рідини до рідини (вуглеводні, мастила)	120-270	30-60
6.	Від пару, який конденсується до води (конденсатори, водонагрівачі)	800-3500	300 - 1200
7.	Від пару, який конденсується органічною рідиною, (нагрівачі)	120-340	60- 170
8.	Від пари, яка конденсується до води (конденсатори)	300 - 800	230 - 460

Таблиця 2.2 – Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі

	$K_{op}$ , $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$q$ (Вт/м <sup>2</sup> ) при $t_k - t_n$ (К)			
		8-15	15-20	20-40	40-75
Охолодження рідини	17-37	до 470	470-700	700-1000	1000-1750
Охолодження газів	9-30	290—350	350-480	480-700	870—2100
Конденсація перегрітих парів - холодоагентів	14-30	130—230	230-350	350-640	750-1000
Конденсація насичених парів	32-42	---	До 700	700-870	---
Охолодження парогазової суміші з конденсацією одного або декількох компонентів	21-32	---	400-580	580-750	---

Для уточнених розрахунків при визначенні коефіцієнта теплопередачі  $K$  необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки  $\alpha_1$  та від стінки до холодного теплоносія  $\alpha_2$ , а також термічний опір самої стінки, на якій у процесі експлуатації теплообмінника утворюється з однієї або двох сторін шар забруднень. Коефіцієнти тепловіддачі визначаються за критерієм Нусельта. Критерій Нусельта у трубному просторі розраховують залежно від умов тепловіддачі по одному з рівнянь наведених у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в трубному просторі

Границі застосування формул			Розрахункова формула
Значення Re та розташування труб	Значення $Gr \cdot Pr$	Значення $Pe \frac{d}{L}$	
Re > 10000 будь-яке	—	—	$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0.25}$
Re > 3500 горизон-тальне	$Gr \cdot Pr < 13 \cdot 10^6$	—	$Nu = 0,022 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^n$ де $n=0,14$ – при нагріванні; $n=0,25$ – при охолодженні.
Re < 3500 горизонтальне	$Gr \cdot Pr < 13 \cdot 10^6$	$20 < Pe \frac{d}{L} < 120$	$Nu = 0,8 \left( Pe \frac{d}{L} \right)^{0.4} (Gr Pr)^{0.1} \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0.14}$
		$Pe \frac{d}{L} \leq 10$	$Nu = 0.5 \cdot \left( Pe \frac{d}{L} \right)$
Re < 2300 будь-яке	$Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$	$20 \leq Pe \frac{d}{L}$	$Nu = 1.55 \cdot \left( Pe \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_{cr}} \right)^{0.14}$
		$Pe \frac{d}{L} < 20$	<b><math>Nu = 3.66</math></b>
2300 < Re < 10000 вертикальне вимушена та вільна конвекція не співпадає	$1,5 \cdot 10^6 < Gr \cdot Pr < 12 \cdot 10^6$	—	$Nu = 0,037 Re^{0.75} Pr^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^n$ де $n=0,14$ – при нагріванні; $n=0,25$ – при охолодженні.

Середні коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній стінці при турбулентному режимі течії газів і крапельних рідин у каналах кільцевого поперечного перерізу можна розрахувати по залежності [1, 3, 4]:

$$Nu = 0.017 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0.25} \left( \frac{D_1}{d_2} \right)^{0.18}$$

Визначальна температура в цьому рівнянні є середня температура рідини в каналі, визначальний розмір  $d_e = d_1 - d_2$ , де  $d_1$  - внутрішній діаметр зовнішньої труби, м,  $d_2$  - зовнішній діаметр внутрішньої труби, м.

Для розвиненого ламінарного режиму руху рідини в кільцевих каналах можна рекомендувати формулу:

$$Nu = 3.66 + 1.2 \left( \frac{d_2}{d_1} \right) + \left[ 1 + 0.14 \cdot \left( \frac{d_2}{d_1} \right) \right] \cdot \left\{ \frac{0.19 \cdot \left[ Pe \cdot \frac{d_e}{L} \right] \cdot 0.8}{1 + 0.117 \left[ Pe \left( \frac{d_e}{L} \right) \right]^{0.46}} \right\}.$$

Формулу (1.15) можна застосовувати в межах:  $Re < 230$ ,  $0.1 < Pr < 10^3$ ,  $0 < \frac{d_2}{d_1} < 1$ .

В наведених формулах визначальний розмір – еквівалентний діаметр, визначальна температура – середня температура теплоносія.

### **Коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні пучка труб**

В залежності від режиму руху рідини критерій Нусельта визначається по наступних залежностях [15]:

при  $Re < 1000$  для коридорного та шахового розташування пучків:

$$Nu = 0,56 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25},$$

при  $Re > 1000$  для коридорного розташування пучків:

$$Nu = 0,22 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25},$$

для шахового розташування пучків:

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}.$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовують формулу:

$$\alpha_{\dot{\omega}} = \frac{Nu \cdot \lambda}{\alpha}$$

Визначальна температура – середня температура рідини, визначальний розмір – зовнішній діаметр труби.

Швидкість визначається за формулою:

$$\omega = \frac{V}{S_{\pi. \delta.}}$$

де  $S_{c.p.}$  – прохідна площа міжтрубного перетину, береться з довідників.

Для газів при нагріванні та охолодженні співвідношення  $\frac{Pr}{Pr_{cm}} = 1$ , а величина критерія  $Pr$  залежить лише від кількості атомів газу, тому для повітря при  $Re > 1000$  для шахового розташування пучків труб:

$$Nu = 0,35 \cdot Re^{0,6}.$$

Поперечні перегородки розташовують у міжтрубному просторі на такій відстані одна від одної, щоб живий перетин поздовжнього потоку в сегментному вирізі перегородки був рівний живому перетину поперечного потоку на краю



перегородки. При виконанні цієї умови для стрілки сегмента  $b = 0,25 \cdot D_{en}$  відстань між перегородками буде:

$$l = \frac{b}{1,415\psi},$$

де  $\psi$  – коефіцієнт, що залежить від зовнішнього діаметра та кроку труб:

$$\psi = \frac{1 - (d/t)}{1 - 0,9 \cdot (d/t)^2}.$$

### Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні

Коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового режиму кипіння у великому об'ємі можна визначити з наступної залежності, запропонованої Кружиліним, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$\alpha = 7,77 \cdot 10^{-2} \left( \frac{\rho_i r}{\rho_\delta - \rho_i} \right)^{0,033} \left( \frac{\rho_\delta}{\sigma} \right)^{0,33} \frac{\lambda_\delta^{0,75}}{\mu_\delta^{0,45} \tilde{n}_{\delta_s}^{0,12} T_s^{0,37}} \cdot q^{0,7},$$

де  $\rho_n, \rho_p$  – відповідно густини парової і рідинної фаз, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  – теплота пароутворення, Дж/кг;

$\sigma$  – поверхневий натяг на границі розділу між рідиною і паром, Н/м або кг/с<sup>2</sup>;

$\lambda_\delta$  – теплопровідність рідини, Вт/(м·К);

$\mu_p$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, Па·с;

$c_p$  – теплоємність рідини, Дж/(кг·К);

$T_s$  — температура кипіння, К;

$q$  — теплове навантаження поверхні нагріву, Вт/м<sup>2</sup>.

Всі фізичні параметри в формулі визначаються при температурі кипіння рідини.

### **Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації насиченої водяної пари на зовнішній поверхні труб**

Коефіцієнти тепловіддачі при конденсації насиченої водяної пари на зовнішній поверхні труби визначається із критеріального рівняння [3] типу:

$$Nu = f(Ga, Pr, \Pi),$$

де:  $Ga = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2}$  -критерій Галілея;

$Pr = \mu \cdot C_p$  - критерій Прандтля;

$\Pi = \frac{r}{C_p \cdot \Delta t}$  -критерій фазового переходу.

Для вертикальної поверхні рівняння має вигляд:

$$\begin{aligned} Ga \cdot Pr \cdot \Pi < 10^{15} & \quad Nu = 1.15 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \Pi)^{0.25}; \\ Ga \cdot Pr \cdot \Pi > 10^{15} & \quad Nu = 0.0646 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \Pi)^{0.33}. \end{aligned}$$

Визначальний розмір - висота труби.

Для горизонтального розташування труб:

$$Nu = 0,72 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \dot{I})^{0,25}.$$

Визначальний розмір - зовнішній діаметр труби, визначальна температура - середня температура плівки конденсату.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі при плівковій конденсації на поверхні вертикального пучка труб, висотою  $H$ :

$$\alpha = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\mu \Delta t H}}$$

де значення  $\lambda, \rho, r, \mu$  береться при  $t_{r\bar{e}} = 0,5(t_{\bar{e}i\bar{a}} - t_{\bar{n}o})$  в одиницях Сі.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі при плівковій конденсації на поверхні горизонтального пучка  $n$  труб, довжиною  $L$ , діаметром  $d$ :

$$\alpha = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\mu \Delta t d}}$$

де значення  $\lambda, \rho, r, \mu$  береться при  $t_{\bar{e}i\bar{a}}$  в одиницях Сі,

величину поправки  $\varepsilon$ , що враховує вплив числа труб, береться з графіка рисунок 1.1, для води  $\varepsilon_t = 1$ .

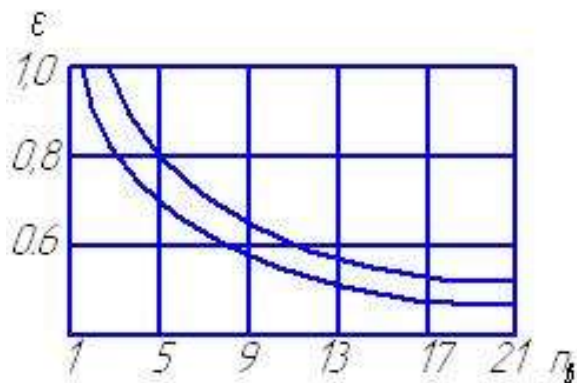


Рисунок 2.1 – Залежність поправки  $\varepsilon$  від числа труб для коридорного (1) та шахматного розташування труб.

## 2.3 Завдання 1. Розрахунок кожухотрубних теплообмінних апаратів

Визначити площу поверхні теплообміну та основні геометричні розміри теплообмінника для підігрівання розчину гідроксиду натрію (10%) від заданої температури, до температури кипіння.

Схема теплообмінника показана на рисунку 2.2.

Вихідні дані:

Витрата (видаток) розчину гідроксиду натрію  $G=5+0,15 \cdot n$  т/год

Концентрація розчину гідроксиду натрію  $B = 2 \cdot n$  %

Початкова температура розчину  $t_{In}=50+0,5 \cdot n$  °C

Кінцева температура розчину  $t_{Ik}$  – температура кипіння за даною концентрації (визначається за таблицею додатка А).

Гріючий агент – насичена водяна пара

Температуру гріючої пари  $t_n$  вибирається на 15°C вищою за температуру кипіння розчину (додаток Б).

**При розрахунках всі величини перевести в систему СІ.**

## 2.4 Порядок розрахунку

Розрахункова схема зображена на рисунку 2.2.

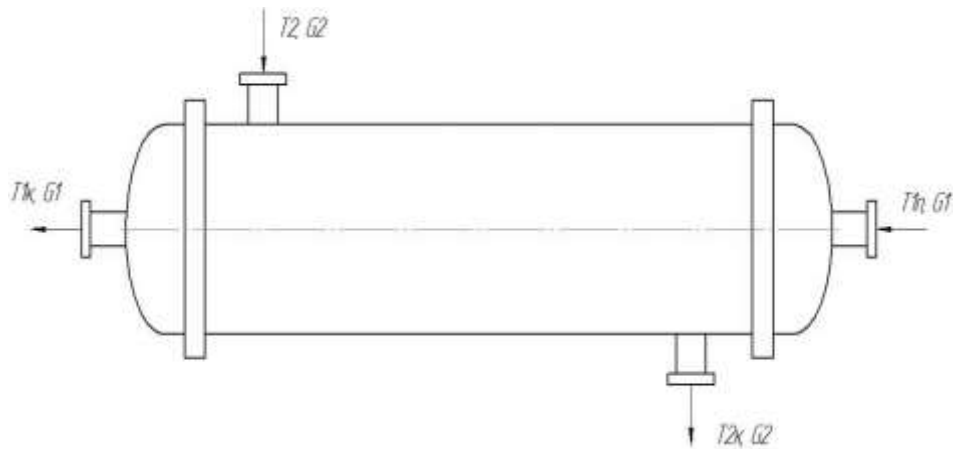


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема кожухотрубного теплообмінника

### Розрахунок температурного режиму.

Схема зміни температури зображена на рисунку 2.3.

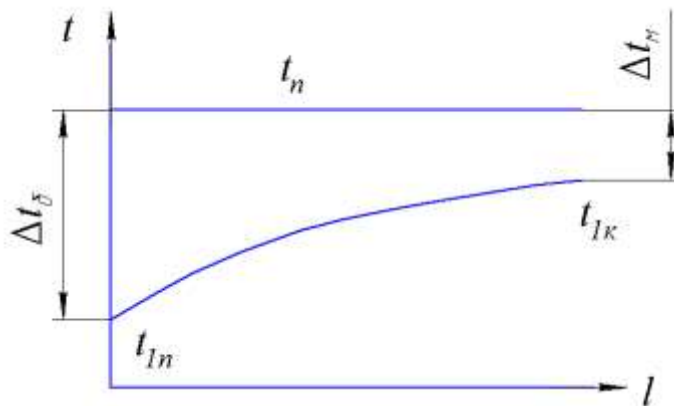


Рисунок 2.3 – Схема зміни температури в процесі теплообміну

Схема процесу теплообміну зображена на рисунку 2.4.

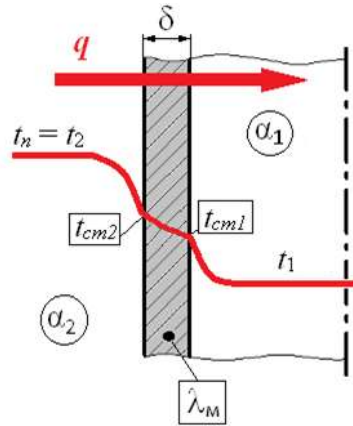


Рисунок 2.4 – Схема процесу теплообміну

Згідно з рисунком 2 різниця температур на кінцях теплообмінника становитиме, °С:

$$\Delta t_{\delta} = t_n - t_{1n}$$

$$\Delta t_m = t_n - t_{1k}$$

Якщо відношення  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_m < 2$  тоді середня різниця температур визначається як середнє арифметичне, °С:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m}{2}$$

В іншому випадку середня різниця температур буде визначатися як середнє логарифмічне значення, °С:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}\right)}$$

Середня температура розчину становитиме, °С:

$$t_{1c} = t_n - \Delta t$$

Середня температура розчину використовується для визначення фізичних властивостей розчину.

### **Розрахунок матеріального балансу.**

Кількість теплоти, що має бути передана розчину визначається за виразом, Вт:

$$Q = G \cdot c_1 (t_{1c} - t_{1n})$$

де  $c_1$  – теплоємність розчину, визначається за середньою температурою (додаток А), Дж/(кг·°С).

Витрата гріючої пари з урахуванням 5% втрат в оточуюче середовище, кг/с:

$$G_n = \frac{1,05Q}{r}$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення, визначається за температурою гріючої пари (додаток Б), Дж/кг.

### **Попередній вибір теплообмінника.**

У таблиці 2.1 наведено рекомендовані орієнтовні середні значення коефіцієнту теплопередачі в залежності від виду теплообміну.

У таблиці 2.2 наведено рекомендовані орієнтовні середні значення коефіцієнту теплопередачі й теплового навантаження.

Тоді орієнтовна площа поверхні теплообміну становитиме, м<sup>2</sup>:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t}$$

Для забезпечення турбулентного режиму течі в трубах приймаємо значення критерію Рейнольдса  $Re_1 = 15000$ . Тоді швидкість в трубі становитиме, м/с:

$$w_1 = \frac{Re_1 \cdot \nu_1}{d_e}$$

де  $\nu_1$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості розчину визначений за середньою температурою (додаток А), м<sup>2</sup>/с;  $d_e$  – внутрішній діаметр труби, м. Для стандартних теплообмінних труб 25×2 мм ця величина становить 0,021 м.

Тоді кількість теплообмінних труб на один хід становитиме:

$$n_z = \frac{4G}{\pi d_e^2 \cdot w_1 \cdot \rho_1}$$

де  $\rho_1$  – густина розчину за середньої температури (додаток А), кг/м<sup>3</sup>.

Орієнтовне значення площі перерізу на один хід, при швидкості яка забезпечує  $Re_1=15000$ , м<sup>2</sup>:

$$S_{1op} = \frac{G}{\rho_1 \cdot w_1} = \frac{V}{w_1}$$

де  $V$  – об'ємна витрата розчину, який протікає в трубах, м<sup>3</sup>/с.

Також орієнтовану значення площі перерізу можна визначити за наступною формулою, м<sup>2</sup>:

$$S_{1op} = \frac{\pi \cdot d_e^2 \cdot n_z}{4}$$



Чисельні значення орієнтовних площ перерізу повинні збігатися.

### **Попередній вибір стандартного теплообмінника.**

За значеннями  $F_{or}$ ,  $n_z$  та  $S_{1or}$  за таблицею додатка В вибирається стандартний теплообмінник. При чому площа поверхні теплообмінника не повинна бути менша за орієнтовне значення. Для подальших розрахунків будуть необхідні значення площі поперечного перерізу одного ходу по трубах та довжину труб. Крім того, в разі вибору теплообмінника з трубами 20×2 мм в подальших розрахунках слід врахувати зміну внутрішнього діаметра труби.

У разі необхідності при виборі стандартного теплообмінника за  $S_1 \leq S_{1or}$ , у випадку недостатньої площі поверхні теплообміну одного апарата, можливим є встановлення декількох теплообмінників послідовно, тоді:

Кількість теплообмінників для забезпечення необхідної поверхні теплообміну:

$$N_{tp} = \frac{F_{or}}{F_{tp}}$$

де  $F_{tp}$  – площа теплообміну стандартного теплообмінника, м<sup>2</sup>.

Приймається кількість теплообмінників округлюється до цілого числа в більшу сторону.

Загальна поверхня теплообміну всіх вибраних стандартних теплообмінників:

$$F_{сум} = F_{tp} \cdot N_{tp}$$

Отримане значення  $F_{сум} > F_{or}$ .

## Розрахунок коефіцієнта теплопередачі.

Уточнене значення швидкості, м/с:

$$w_1 = \frac{G}{\rho_1 S_1}$$

де  $S_1$  – площа перерізу одного ходу по трубам (додаток В), м<sup>2</sup>.

Уточнене значення критерію Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_u}{\nu_1}$$

Значення критерію Рейнольдса повинно бути не меншим, ніж 10000 ( $Re_1 \geq 10000$ ). Якщо ця умова не виконується, то слід вибрати інший теплообмінник, щоб виконувалася ця умова. В випадку при близьких до ( $Re \approx 10000$ ), для забезпечення турбулентного режиму течії в трубах з можливим є зачеканення (зменшення кількості труб в стандартному теплообміннику), для забезпечення турбулентного режиму. Зменшення кількості труб призведе до зменшення площі перерізу через який буде протікати розчин при сталих об'ємних витратах призведе до збільшення швидкості, що в свою чергу збільшить число Рейнольдса.

Для цього необхідно прийняти  $Re=11000$ .

Кількість труб що забезпечують турбулентний режим течії:

$$n_r = \frac{4V}{\pi \cdot Re_1 \cdot \nu_1 \cdot d_e}$$

Приймаємо кількість труб, які залишаються в теплообміннику, округлюємо отримане значення кількості труб до цілого значення (в більшу сторону).

Визначаємо кількість труб, які необхідно запломбувати:

$$n_w = n_{\text{станд}} - n_{tr}$$

де  $n_{\text{станд}}$  – кількість труб стандартного теплообмінника (Додаток В).

Перераховуємо значення площі перерізу одного ходу теплообмінника, м<sup>2</sup>:

$$S_{11} = \frac{\pi \cdot d_a^2 \cdot n_{tr}}{4}$$

Перераховуємо значення швидкості, м/с:

$$w_1 = \frac{G}{\rho_1 S_{11}}$$

У разі неможливості її виконання (незначному збільшенні об'ємних витрат  $G$ , чи зменшенні площі перерізу через який проходить продукт  $S_1$ ) для розрахунку критерію Нуссельта необхідно скористатися рівняннями для перехідного ( $2300 < Re < 10000$ ) і ламінарного ( $Re < 2300$ ) режиму.

Для розрахунку необхідно знати температури стінок. Заздалегідь ця величина не відома, тому їх спершу знаходять наближено, після чого ітераційним шляхом перевіряють. В першому наближенні температури стінок становитимуть:

$$t_{cm1} = t_{1c} + A_1 \cdot \Delta t$$

$$t_{cm2} = t_n - A_2 \cdot \Delta t$$

Параметри  $A_1$  та  $A_2$  вибирають в межах  $0,3 \dots 0,5$ .

Критерій Прандтля для розчину визначається за формулою:

$$Pr_1 = \frac{v_1}{a_1} = \frac{c_1 \cdot \rho_1 \cdot v_1}{\lambda_1} = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1}$$

де  $\lambda_1$  – коефіцієнт теплопровідності розчину (додаток А), Вт/(м·°С).

Критерій Нуссельта для турбулентного режиму ( $Re_1 \geq 10000$ ) визначається за виразом:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{1cm}} \right)^{0,25}$$

де  $Pr_{1cm}$  – критерій Прандтля при температурі стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_s}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до зовнішньої стінки, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):

$$\alpha_2 = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_2^3 \cdot \rho_2^2 \cdot g \cdot r}{\mu_2 \cdot (t_n - t_{cm2}) H}}$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення, визначається за температурою гріючої пари (додаток Б), Дж/кг;  $\lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності для конденсату (додаток Б), Вт/(м·°С);  $\mu_2$  – коефіцієнт динамічно вязкості плівки конденсату, Па·с;  $H$  – висота труби, м.

Теплофізичні параметри в цій формулі визначаються за середньою температурою плівки  $t = 0,5(t_n + t_{cm2})$ .

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою, Вт/(м<sup>2</sup>·°C):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

де  $\delta$  – товщина стінки теплообмінної труби, м (для стандартних теплообмінних труб 20×2 та 25×2  $\delta = 0,002$  м);  $\lambda_m$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби Вт/(м·°C) (для корозійностійких сталей  $\lambda_m = 17,5$  Вт/(м·°C)).

Після цього перевіряється прийнята температура стінок. Уточнені значення параметрів  $A_1$  та  $A_2$  визначаються за формулами:

$$A'_1 = \frac{K}{\alpha_1}$$

$$A'_2 = \frac{K}{\alpha_2}$$

Розбіжність між прийнятим і розрахунковим значеннями:

$$\Delta_1 = \frac{|A_1 - A'_1|}{A'_1} \cdot 100\%$$

$$\Delta_2 = \frac{|A_2 - A'_2|}{A'_2} \cdot 100\%$$

Перевірка умов:

$$\Delta_1 \leq 10\%$$

$$\Delta_2 \leq 10\%$$

Якщо умови (24) та (25) не виконуються, то приймається  $A_1 = A_1'$  та  $A_2 = A_2'$ , після чого повторюють розрахунки починаючи з визначення уточненого значення швидкості та уточненого значення критерію Рейнольдса доки не виконуються дані умови.

### **Розрахунок площі поверхні теплообміну.**

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F' = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}$$

Дійсна площа поверхні теплообміну:

$$F = \pi \cdot d \cdot n \cdot H \cdot N_{tp}$$

де  $d$  – діаметр труби з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі, м;

$N_{tp}$  – кількість прийнятих теплообмінників;

$H$  – висота труби, м.

Перевіряється запас площі поверхні теплообміну:

$$\varepsilon = \frac{F - F'}{F} \cdot 100\%$$

Площа поверхні теплообміну вибраного теплообмінника повинна бути більша, за розрахункове значення (запас бути додатнім), а значення запасу поверхні теплообміну не повинен перевищувати 20%.

У разі не виконання цих умов потрібно вибрати інший теплообмінник (в багатьох випадках достатньо збільшити довжину труб) і повторити перевірочний розрахунок починаючи з визначення критерію Рейнольдса (при зміні довжини труб зміниться лише величина  $\alpha_2$ , тому перерахунки в такому випадку будуть мінімальні).

У висновку необхідно записати всі основні технічні характеристики обраного апарату та який гідродинамічний режим забезпечується (продуктивності по продукту і теплоносію, діаметри кожуха, теплообмінних труб, кількості труб та теплообмінників і поверхню теплообміну.

## 2.6 Завдання 2. Розрахунок зрошувального холодильника

Розрахувати зрошувальний холодильник для охолодження зрідженого пропану, продуктивністю  $G_p, \text{кг/с}$ . Температура зрідженого пропану на вході  $t'_2, \text{K}$ , на виході  $t''_2, \text{K}$ . Температура охолоджуючої води на вході (літо)  $t'_1 = 300 \text{ K}$ ; на температуру виході  $t''_1, \text{K}$  приймаємо на 3-8 K нижче  $t'_1$ . Труби сталеві, розміром 25x2 мм.

Таблиця – Варіанти завдань

№	Масова продуктивність по зрідженому пропану, кг/с	№	Температура рідини на вході $t'_2, \text{K}$	Температура рідини на виході $t''_2, \text{K}$
1	2	1	345	320
2	3	2	340	318
3	4	3	335	316

4	5	4	330	314
5	6	5	325	312

## 2.7 Методика розрахунку зрошувального теплообмінника

Мета розрахунку – визначити необхідну поверхню теплопередачі, а по ній знайти загальну довжину труб, число рядів труб у секції та число секцій [1].

### 1.1 Тепловий баланс

Тепловий баланс складається для визначення теплового навантаження теплообмінника та витрат води для зрошення. В його основі лежить закон збереження енергії: прихід теплоти дорівнює витраті теплоти.

Тоді рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q_p + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (1)$$

де  $Q_p$  – прихід теплоти із рідиною, що охолоджується, *Дж*;

$Q_2$  – прихід теплоти з водою, *Дж*;

$Q_3$  – витрати теплоти із рідиною, що охолоджується, *Дж*;

$Q_4$  – витрати теплоти з водою з піддона, *Дж*;

$Q_5$  – витрати теплоти на випаровування води, *Дж*.



Прихід теплоти.

1. Із рідиною, що охолоджується:

$$Q_p = G_p c'_p t'_2, \text{ Дж}, \quad (2)$$

де  $G_p$  - витрати рідини, що охолоджується,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$c'_p$  - теплоємність рідини, що охолоджується,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$ ;

$t'_2$  - температура рідини, що охолоджується на вході і теплообмінник,  $\text{K}$ .

2. Фізична теплота, що поступає з водою:

$$Q_2 = W c'_e t'_1, \text{ Дж}, \quad (3)$$

де  $c'_e$  - теплоємність охолоджуючої води,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$ .

$t'_1$  - температура охолоджуючої води на вході,  $\text{K}$ ;

$W$  - витрати охолоджуючої води,  $\text{кг}/\text{с}$ .

Витрати теплоти.

1. Із рідиною, що охолоджується:

$$Q_3 = G_p c''_p t''_2, \text{ Дж}, \quad (4)$$

де  $c''_p$  - теплоємність рідини, що охолоджується,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$ ;

$t''_2$  - температура рідини, що охолоджується на виході з теплообмінника,  $\text{K}$ .

2. З водою піддона:

$$Q_4 = 0,99 W c''_e t''_1, \text{ Дж}, \quad (5)$$

де  $c''_e$  - теплоємність охолоджуючої води,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$ ;

$t''_1$  - температура охолоджуючої води на виході,  $\text{K}$ .

3. Витрата теплоти на випаровування частини води, що зрошує труби:

$$Q_5 = 0,01Wr, \text{ Дж}, \quad (6)$$

де  $r$  – теплота пароутворення води, Дж/кг.

З рівняння теплового балансу (1) знаходимо дійсні витрати охолоджуючої води:

$$W = \frac{G_p c'_p t'_2 - G_p c'_p t''_2}{(0,99c'_8 t''_1 + 0,01r) - c'_8 t'_1}, \text{ кг} \quad (7)$$

Кількість теплоти відведеної від рідини, що охолоджується визначаємо по залежності:

$$Q_{\text{відв}} = G_p c_p (t'_2 - t''_2), \text{ Дж}, \quad (8)$$

Фізичні константи рідини, що охолоджується вибирають по довідниках при середній температурі  $\bar{t}_p$ :

$$\bar{t}_p = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \text{ К}. \quad (9)$$

Фізичні константи води для зрошення вибирають по довідниках при середній температурі плівки  $\bar{t}_{nl}$ :

$$\bar{t}_{nl} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \text{ К}. \quad (10)$$

## 1.2 Розрахунок поверхні теплопередачі

Мета розрахунку – визначення поверхні теплопередачі.

В основі розрахунку лежить основне рівняння теплопередачі:

$$Q_{\text{відв}} = K_6 F \Delta t_{cp} \varepsilon, \text{ Дж}, \quad (11)$$

де  $Q_{\text{відв}}$  – кількість теплоти, відведеної від рідини, що охолоджується, Дж;

$K_g$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$ ;

$F$  – поверхня теплопередачі,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta t_{cp}$  – середня різниця температур для протитечії,  $\text{град}$ ;

$\varepsilon$  – поправочний коефіцієнт, який враховує зменшення рушійної сили при перехресній течії теплоносіїв, в порівнянні з протитечією.

Тоді середня різниця температур для протитечії:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_2 - t''_2) - (t''_1 - t'_1)}{\ln\left(\frac{t'_2 - t''_1}{t''_2 - t'_1}\right)}. \quad (12)$$

Для визначення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon$  спочатку знаходять допоміжні величини  $P$  та  $R$ :

$$R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2}, \quad (13)$$

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2}. \quad (14)$$

а далі по рисунку 2, [3] знаходимо поправочний коефіцієнт  $\varepsilon$ .

Коефіцієнт теплопередачі  $K$  знаходимо по рівнянню:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}, \quad (15)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від рідини, що охолоджується до внутрішньої поверхні труби,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$ ;

$\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби до стікаючої плівки води,  $Вт/м^2 \cdot град$ ;

$\delta_{cm}$  – товщина стінки труби,  $м$ ,

$\lambda_{cm}$  – коефіцієнт теплопровідності стінки, приймаємо для сталі  
 $\lambda_{cm} = 0,57 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від рідини, що охолоджується до внутрішньої поверхні труби розраховується по відповідному критеріальному рівнянню, а саме [3]:

для турбулентного режиму, коли  $Re > 10000$ :

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}; \quad (16)$$

для перехідного режиму, коли  $2300 < Re < 10000$ :

$$Nu = 0,08 Re^{0,9} Pr^{0,43}; \quad (17)$$

для ламінарного режиму, коли  $Re > 2300$ :

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1}, \quad (18)$$

де  $Nu$  – критерій Нуссельта, який характеризує інтенсивність тепловіддачі на границі двох середовищ;

$Re$  – критерій Рейнольдса, який характеризує режим руху рідини;

$Pr$  – критерій Прандтля, який характеризує теплофізичні властивості рідини;

$Gr$  – критерій Гросгофа, який характеризує співвідношення між гравітаційними та в'язкісними силами в потоці рідини.

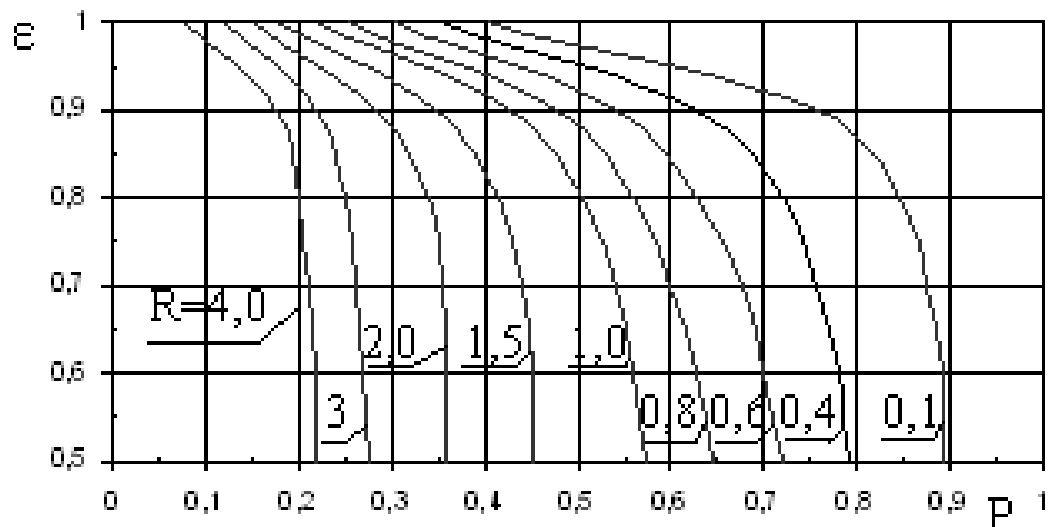


Рисунок 2. Графік для знаходження поправочного коефіцієнту  $\epsilon$

В вище приведених критеріях в якості характерного геометричного розміру  $l$  прийнято внутрішній діаметр труби  $d$ , а визначальна температура, по якій вибираються теплофізичні властивості рідини, що охолоджується – це її середня температура  $\bar{t}_p$ ,  $K$ .

Критерій Рейнольдса визначається з залежності:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_p}{\mu}, \quad (19)$$

де  $\omega$  – середня швидкість пропану в трубах, рекомендується приймають від 0,5 до 2,5 м/с приймаємо  $\omega = 0,5$  м/с;

$d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр труби, м;

$\rho_p$  – густина зрідженого пропану, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – динамічна в'язкість зрідженого пропану, Па·с.

Критерій Прандтля визначається з залежності:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda_p}, \quad (20)$$

де  $\lambda_p$  – теплопровідність зрідженого пропану, Вт/м·град.

Критерій Гросгофа визначається з залежності:

$$Gr = \frac{g d^3 \rho_p^2}{\mu_p^2} \beta \Delta \bar{t}, \quad (21)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення, 1/град;

$\Delta \bar{t}$  – різниця температур між стінкою та зрідженим пропаном °С.

Визначаємо величину коефіцієнта тепловіддачі з боку зрідженого пропану:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{d_{\text{вн}}}, \quad \text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}. \quad (22)$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  з боку стікаючої плівки води.

Така плівка може стікати з труби на трубу ламінарно, ламінарно з хвилеутворенням або ж турбулентно. Ці режими характеризуються відповідним плівковим числом Рейнольдаса  $Re_{пл}$  :

для ламінарного режиму  $Re_{пл} < 20...120$ ;

для ламінарного режиму з хвилеутворенням  $Re_{пл} \cong (20...120)...1600$ ;

та турбулентного режиму  $Re_{пл} > 1600$ .

Плівкове число Рейнольдаса розраховується по критерію:

$$Re_{пл} = \frac{4\Gamma}{\mu_в}, \quad (23)$$

де  $\mu_в$  – динамічна в'язкість води,  $Па \cdot с$ ;

$\Gamma$  – щільність зрошення,  $кг/м \cdot с$ .

Звідси щільність зрошення буде:

$$\Gamma = \frac{Re_{пл} \cdot \mu}{4}, \quad кг/м \cdot с, \quad (24)$$

Прийmemo, що плівка стікає в ламінарному режимі з хвилеутворенням, Такому режиму відповідає щільність зрошення  $\Gamma \cong (0,004...0,025)...0,34$   $кг/м \cdot с$ .

Для цього режиму критеріальне рівняння, яке описує процес тепловіддачі має вид [1]:

$$\alpha_1 = 245 \cdot (1 + 0,004 \cdot \bar{t}_{пл}) \frac{\Gamma^{0,23}}{d_3^{0,83}}, \quad Вт/м^2 \cdot град, \quad (25)$$

де  $d_3$  – зовнішній діаметр труби,  $м$ .

Таким чином, після визначення коефіцієнтів тепловіддачі і коефіцієнту теплопередачі визначаємо поверхню теплопередачі:

$$F = \frac{Q_{\text{відс}}}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \text{ м}^2. \quad (26)$$

Враховуючи, що плівка, яка стікає не завжди повністю і рівномірно зрошує її поверхню труб приймаємо поверхню з запасом на 20...30%.

### 1.3 Конструктивний розрахунок

Мета розрахунку – по відомій поверхні теплопередачі визначити довжину, діаметр та кількість труб, що зрошується.

Загальна довжина труб:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_3}, \text{ м}. \quad (27)$$

Оскільки сортамент труб, що випускається, регламентується по довжині 3; 4; 4,5; 6 м, при діаметрах 70...130 мм, то вибираємо з конструктивних міркувань довжину і діаметр труби. Наприклад, приймаючи, що середовище неагресивне, вибираємо матеріал, з якого виготовлено труби Ст3 ГОСТ380-94 далі по ГОСТ 3262-75 вибираємо трубу, з внутрішнім діаметром 0,1203 м та зовнішнім діаметром 0,1013 м,.

Розраховуємо число труб у секції теплообмінника:

$$n = \frac{L}{l_1}, \quad (28)$$

де  $l_1$  – прийнята довжина труби теплообмінника,  $l_1 = 6$  м.

Далі округлену кількість труб розбиваємо на секції ( по  $n_1 = 10...20$  труб у секції).

Тоді дійсне число труб у секції:



$$n_{mp} = \frac{n}{m},$$

(29)

де –  $m$  кількість секцій. Як правило встановлюють  $m=4$ , 6 або 8 секцій.

Перевіряємо лінійну щільність зрошення. З огляду на те, що вода зливається із двох сторін труби щільність зрошення  $\Gamma$  дорівнює:

$$\Gamma = \frac{W}{2 \cdot l_1 \cdot m}, \text{ кг/м} \cdot \text{с}; \quad (30)$$

Якщо щільність зрошення відрізняється від прийнятого більше, чим на 5%, то робимо друге наближення розрахунку, округляючи кількість труб у секції до більшого цілого числа.

Теплофізичні властивості середовищ для розрахунку вибираємо з таблиць відповідної літератури [3,4]. Для розрахунку на ЕОМ зручніше ці данні подавати у вигляді математичних функцій.

Наприклад для води:

$C_p(\text{кДж/кг} \cdot \text{К})=f(T(\text{К}))$ :	$C_p = 2 \cdot 10^{-08} (T-273)^4 - 3 \cdot 10^{-06} (T-273)^3 + 0,0003 \cdot (T-273)^2 - 0,0101 \cdot (T-273) + 4,305$
$\mu (\text{Па} \cdot \text{с})=f(T(\text{К}))$ :	$\mu = -3 \cdot 10^{-09} \cdot (T-273)^3 + 6 \cdot 10^{-07} \cdot (T-273)^2 - 4 \cdot 10^{-05} \cdot (T-273) + 0,0017$
$r (\text{кДж/кг})=f(T(\text{К}))$ :	$r = -0,0023 \cdot (T-273)^2 - 2,102 \cdot (T-273) + 2491,6$
$\rho (\text{кг/м}^3)=f(T(\text{К}))$ :	$\rho = -0,0034 \cdot (T-273)^2 - 0,0982 \cdot (T-273) + 1001,4$

$\lambda$ (Вт/м·К)= $f(T(K))$ :	$\lambda = -1 \cdot 10^{-05} \cdot (T-273)^2 + 0,0026 \cdot (T-273) + 0,5512$
---------------------------------	---

Для зрідженого пропану:

$C_p$ (кДж/кг·К)= $f(T(K))$ :	$C_p = -2 \cdot 10^{-07} \cdot (T-273)^4 + 1 \cdot 10^{-06} \cdot (T-273)^3 + 0,0001 \cdot (T-273)^2 + 0,0064 \cdot (T-273) + 2,4016$
$\mu$ (Па·с)= $f(T(K))$ :	$\mu = 3 \cdot 10^{-11} \cdot (T-273)^3 + 5 \cdot 10^{-10} \cdot (T-273)^2 + 2 \cdot 10^{-07} \cdot (T-273) + 9 \cdot 10^{-05}$
$r$ (кДж/кг)= $f(T(K))$ :	$r = -1,4869 \cdot (T-273) + 380,72$
$\rho$ (кг/м <sup>3</sup> )= $f(T(K))$ :	$\rho = 0,0002 \cdot (T-273)^2 - 1,3665 \cdot (T-273) + 526,65$
$\lambda$ (Вт/м·К)= $f(T(K))$ :	$\lambda = 9 \cdot 10^{-06} \cdot (T-273)^2 + 0,0005 \cdot (T-273) + 0,0463$

## 2.8 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К.: НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К.: НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с.
3. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за

напрямок „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ Воронін Л.Г., Ружинська Л.І., Степанюк А.Р. НТУУ „КПІ” - Електронні текстові дані (1 файл: 2,50 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. – 68 с. Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697>

4. <https://dl.sumdu.edu.ua/textbooks/22852/266093/index.html>

## 2.9 Додатки до практичних занять

**Температура кипіння водних розчинів їдкою натрію і значення нормальної депресії,  $v_H$  (при 760 мм рт, ст,)**

$b$ %	$t_{\text{кип}}$ °C	$v_H$	$b$ %	$t_{\text{кип}}$ °C	$v_H$
3	100,8	0,8	50	142,2	42,2
5	101,0	1,0	55	150,6	50,6
10	102,8	2,8	60	159,6	59,6
15	105,0	5,0	65	169,0	69,0
20	108,2	8,2	70	179,6	79,6
25	112,2	12,2	75	192,0	92,0
30	117,0	17,0	80	206,6	106,6
35	122,0	22,0	85	224,0	124,0
40	128,0	28,0	90	245,5	145,5
45	135,0	35,0	95	274,5	174,5

## Параметри кожухотрубних теплообмінників і холодильників (за ГОСТ 15118 – 79, ГОСТ 15120 – 79 та ГОСТ 15122 – 79)

D, кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів*	Загальне число труб, шт,	Параметри теплообміну (в м <sup>2</sup> )** при довжині труб, м							Площа перерізу потоку 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>		Площа перерізу одного ходу по трубам 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	у вирізі перегорожок	між перегоролками	
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–	–	0,3	0,5	0,4
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,4	0,8	0,5
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	–	0,7	1,0	1,2
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	25,0	–	–	0,9	1,1	1,3
325	20×2	1	100	–	9,5	12,5	19,0	22,5	–	–	1,1	2,0	2,0
		2	90	–	8,5	11,0	17,0	19,5	–	–	1,1	1,6	0,9
	25×2	1	62	–	7,5	10,0	14,5	17,5	68,0	–	1,3	2,9	2,1
		2	56	–	6,5	9,0	13,0	46,0	63,0	–	1,3	1,5	1,0
400	20×2	1	181	–	–	23,0	34,0	42,0	52,0	–	1,7	2,5	3,6
		2	166	–	–	21,0	31,0	35,0	47,0	–	1,7	3,0	1,7
600	25×2	1	111	–	–	17,0	26,0	31,0	147	–	2,0	3,1	3,8
		2	100	–	–	16,0	24,0	98	139	–	2,0	2,5	1,7
	20×2	1	389	–	–	49	73	93	126	–	4,1	6,6	7,8
		2	370	–	–	47	70	84	119	–	4,1	4,8	3,7
		4	334	–	–	42	63	79	121	91	4,1	4,8	1,6
		6	316	–	–	40	60	81	113	405	3,7	4,8	0,9
25×2	1	257	–	–	40	61	75	97	390	4,0	5,3	8,9	
	2	240	–	–	38	57	65	91	361	4,0	4,5	4,2	
	4	206	–	–	32	49	61	270	349	4,0	4,5	1,8	
	6	196	–	–	31	46	180	260	329	3,7	4,5	1,1	
800	20×2	1	717	–	–	90	135	173	240	312	6,9	9,1	14,4
		2	690	–	–	87	130	160	233	285	6,9	7,0	6,9
	25×2	4	638	–	–	80	120	155	219	271	6,9	7,0	3,0
		6	618	–	–	78	116	146	208	663	6,5	7,0	2,0
		1	465	–	–	73	109	139	190	643	7,0	7,9	16,1
		2	442	–	–	69	104	127	181	606	7,0	7,0	7,7
20×2	4	404	–	–	63	95	121	442	590	7,0	7,0	3,0	
	6	384	–	–	60	90	295	429	528	6,5	7,0	2,2	
1000	20×2	1	1173	–	–	–	221	286	404	507	10,1	15,6	23,6

1200	25×2	2	1138	—	—	—	214	269	393	471	10,1	14,6	11,4
		4	1072	—	—	—	202	262	352	454	10,1	14,6	5,1
		6	1044	—	—	—	197	235	338	961	9,6	14,6	3,4
		1	747	—	—	—	176	226	314	937	10,6	14,3	25,9
		2	718	—	—	—	169	209	302	893	10,6	13,0	12,4
		4	666	—	—	—	157	202	641	873	10,6	13,0	5,5
	20×2	6	642	—	—	—	151	427	625	765	10,2	13,0	3,6
		1	1701	—	—	—	—	417	595	740	14,5	18,7	34,2
		2	1658	—	—	—	—	397	582	697	14,5	17,6	16,5
		4	1580	—	—	—	—	388	510	677	14,5	17,6	7,9
	25×2	6	1544	—	—	—	—	340	494		13,1	17,6	4,9
		1	1083	—	—	—	—	329	464		16,4	17,9	37,5
		2	1048	—	—	—	—	310	451		16,4	16,5	17,9
		4	986	—	—	—	—	301			16,4	16,5	8,4
			6	958	—	—	—				14,2	16,5	5,2

## Тиск насиченої водяної пари

Тиск (абсолютний), МПа	Температура, °С	Питомий об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома ентальпія рідини $i'$ , кДж/кг	Питома ентальпія пари $i''$ , кДж/кг	Питома теплота пароутворення $r$ , кДж/кг
1	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
1,5	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
2	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
2,5	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
3	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
4	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
5	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
6	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
8	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
100	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
120	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
140	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
160	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
180	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
200	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
300	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
400	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
500	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
600	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
700	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
800	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
900	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040

## **3 РОЗРАХУНОК ТРЬОХКОРПУСНОЇ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ**

### **3.1 Вступ**

Метою роботи є підбір обладнання для забезпечення необхідних витрат сировини.

Задачі роботи:

- виконати альбом конструкцій, у якому привести класифікацію випарних апаратів обладнання та опис щонайменше 10 апаратів;
- скласти матеріальний баланс випаровування.
- визначити температур кипіння розчину та розподіл тиску по корпусах.
- визначити величини гідравлічної та гідростатичної депресії
- визначити температурні депресії по корпусах.
- визначити корисні різниці температур
- визначити теплові навантажень по корпусах.
- визначити площу теплопередачі.
- презентувати виконану роботу.

При складанні методичних вказівок до задачі використано матеріали методичних вказівок [1...4].

### **3.2 Теоретичні відомості**

Матеріал викладено за авторами [1...4].

Випарювання – це часткове видалення з розчину рідкого розчинника шляхом його випаровування, що відбувається за рахунок кипіння.

Цей процес використовується для одержувати концентрованих розчинів або для виділення з них чистого розчинника.

Процеси випарювання використовуються зменшення кількості леткого розчинника, тобто для підвищення концентрації нелетких речовин та протікають при інтенсивному підведенні тепла, для забезпечення кипіння рідини та випаровування розчинника. Пара, яка утворилася над киплячою рідиною, називається вторинною.

В залежності від властивостей розчинників (мало концентровані, рухливі або в'язкі, наявність термолабільних біологічно активних речовин та ін.), а також від параметрів гріючої пари, випарювання здійснюють при нормальному тиску або під вакуумом у робочій камері апарата (випарника).

При необхідності збереження діючих речовин випарювання в установках, у яких вторинна пара, що утворюється над рідиною, постійно видаляється з робочої частини апарата (випарника), для створення розрідження (вакууму) та зменшення температури кипіння розчину.

Для інтенсифікації процесів випарювання використовуються випарювання під вакуумом. Проведення процесу випарювання під вакуумом має істотні переваги: знижується температура кипіння розчину та для нагрівання випарного апарата можна використати пару низького тиску. Внаслідок зниження точки кипіння рідини збільшується середня різниця температур між гріючою парою і рідиною, що обігривається, а це призводить до зменшення необхідних розмірів випарного апарата.

### **Класифікація випарних апаратів.**

Матеріал викладено за авторами [1...4].

Класифікація випарних апаратів за конструктивними особливостями:

- за типом поверхні нагрівання (парові оболонки, змійовики);
- за розташуванням поверхні нагрівання в просторі (апарати з вертикальною, горизонтальною, іноді з похилою гріючою камерою);



– за родом теплоносія (водяна пара, високотемпературні теплоносії, електричний струм, тощо);

– в залежності умов руху теплоносія: ззовні або всередині труб гріючої камери.

Існує також класифікація випарних апарати за виглядом і кратністю циркуляції розчину:

- з неорганізованою, або вільною циркуляцією;
- з направленою природною циркуляцією;
- з примусовою циркуляцією розчину.

За напрямом руху середовищ у випарних апаратах:

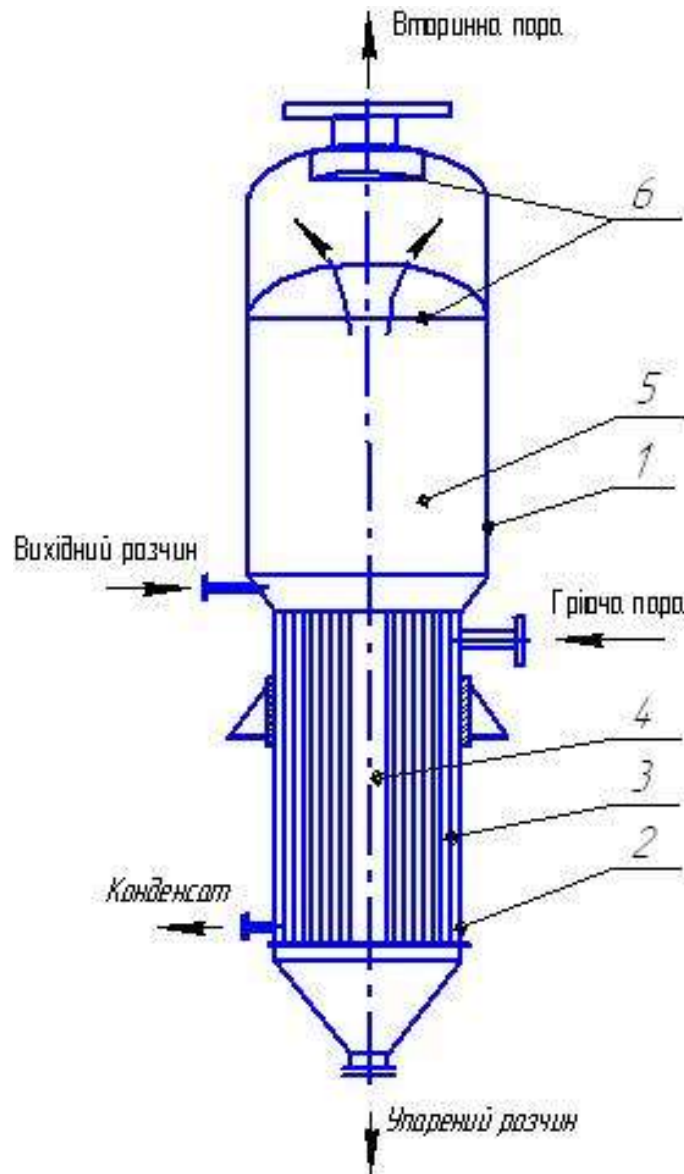
- прямоточні, в яких випарювання розчину проходить за один прохід через апарат без циркуляції розчину;
- апарати з багатократною циркуляцією розчину.

В залежності від організації процесу розрізняють періодичні і неперервно діючі випарні апарати.

Найпоширенішими випарними апаратами є трубчасті вакуум-випарні апарати. Відрізняються великою конструктивною різноманітністю, але переважне поширення мають апарати, гріюча камера або кип'ятильник яких виконані у вигляді трубчастого теплообмінника. У цих апаратах рідина, що випаровується знаходиться з однієї сторони стінок труб, а теплоносій (найчастіше водяна пара) – з іншої. Парорідинна суміш, що утворюється при випарюванні рідин, надходить до парового простору (сепаратора), де розділяється при безперервному виведенні вторинної пари з апарата. Трубчасті вакуум-випарні апарати можуть бути з природною або вимушеною циркуляцією розчину. Як різновид таких апаратів існують плівкові випарні апарати.

**У випарних апаратах з внутрішньою нагрівальною камерою та центральною циркуляційною трубою (Рисунок 3.1) з природною циркуляцією розчину розчин подається у нижню частину корпусу 1, звідки попадає у**

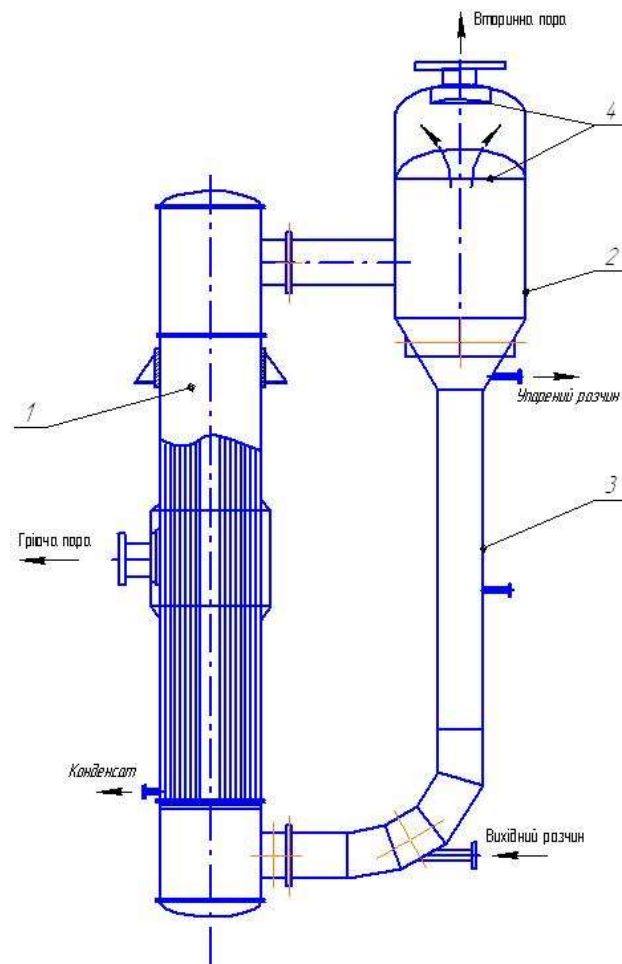
циркуляційну трубу 4 і стікає вниз, далі нагрітий розчин потрапляє до кип'ятильних труб 2 де розчинник частково випаровується за рахунок підігріву паром, що подається у нагрівальну камеру 2. Пара з краплинками розчину попадає у сепараційний (паровий) простір 5 і на бризковловлювач 6 розділяються на рідину та пару. Упарений розчин відводиться з нижньої частини випарного апарата.



1 – корпус; 2 – нагрівальна камера; 3 – кип'ятильні труби; 4 – циркуляційна труба; 5 – сепараційний (паровий) простір; 6 – бризковловлювач

Рисунок 3.1 – Випарний апарат з внутрішньою нагрівальною камерою та центральною циркуляційною трубою

Більш поширеними є **випарні апарати з виносним вертикальним нагрівачем**, у якому забезпечується більш інтенсивна природна циркуляцію випарюваного розчину, ніж в апаратах з центральною циркуляційною трубою (Рисунок 3.2). Випарювання рідини відбувається в кожухотрубчатому теплообміннику 1, який містить пучок труб довжиною до 7м. Парорідинна суміш, що утворюється в них, надходить у сепаратор 2, де вторинна пара відокремлюється від крапель рідини й і, через бризковловлювач 4, надходить у конденсатор, а суміш повертається по циркуляційній трубі 3 у кип'ятильник. Апарати і виносним нагрівачем відрізняються високою продуктивністю, зручні в експлуатації й обслуговуванні.



1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – необігрівана циркуляційна труба; 4 – бризковловлювач

Рисунок 3.2 –Випарний апарат з виносною нагрівальною камерою

## **Плівкові апарати.**

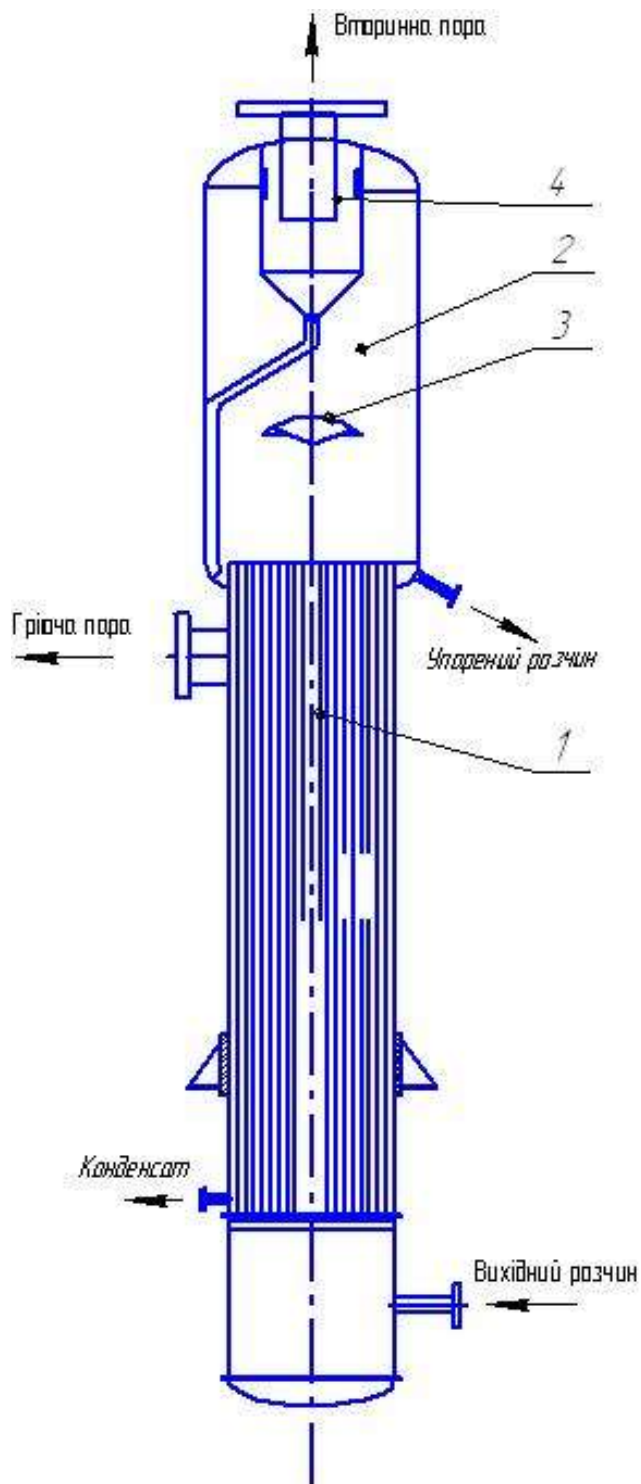
Плівковий випарний апарат з природною циркуляцією рідини, що випаровується, відрізняється більш високими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі. Розрізняють апарати з **висхідною** та **падаючою (нисхідною)** плівкою. Апарат з висхідною плівкою (Рисунок 3.3) складається з гріючої камери 1 та сепаратора 2. Гріюча камера апарата складається з пучка довгих (6-9 м) і тонких (15-25 мм) кип'ятильних труб, що обігріваються ззовні парою. Випарювана рідина подається в трубки знизу через штуцер 5 і заповнює їх на 1/5 довжини. При кипінні рідини, що випаровується, весь внутрішній робочий об'єм заповнюється парою, що рухається знизу догори з великою швидкістю. Рідина біля стінки трубки перебуває у вигляді тонкої плівки, яка захоплюється парою і розтягується догори. Випарювання відбувається у плівці при одноразовому проходженні розчину по кип'ятильних трубках. Суміш вторинної пари й крапель упареного розчину потрапляє в сепаратор 2 на краплевідбійники 3, де, крапельки упареної рідини відокремлюються від вторинного пару й збираються у нижній частині сепараційної камери 4. Апарат доцільно використовувати для упарювання пінистих сумішей та термолабільних речовин.

В апаратах з падаючою плівкою вихідний розчин надходить згори у гріючу камеру, а концентрований розчин відводиться з нижньої частини сепаратора, розташованого нижче нагрівальної камери.

## **Випарний апарат з примусовою циркуляцією. Рисунок 3.4.**

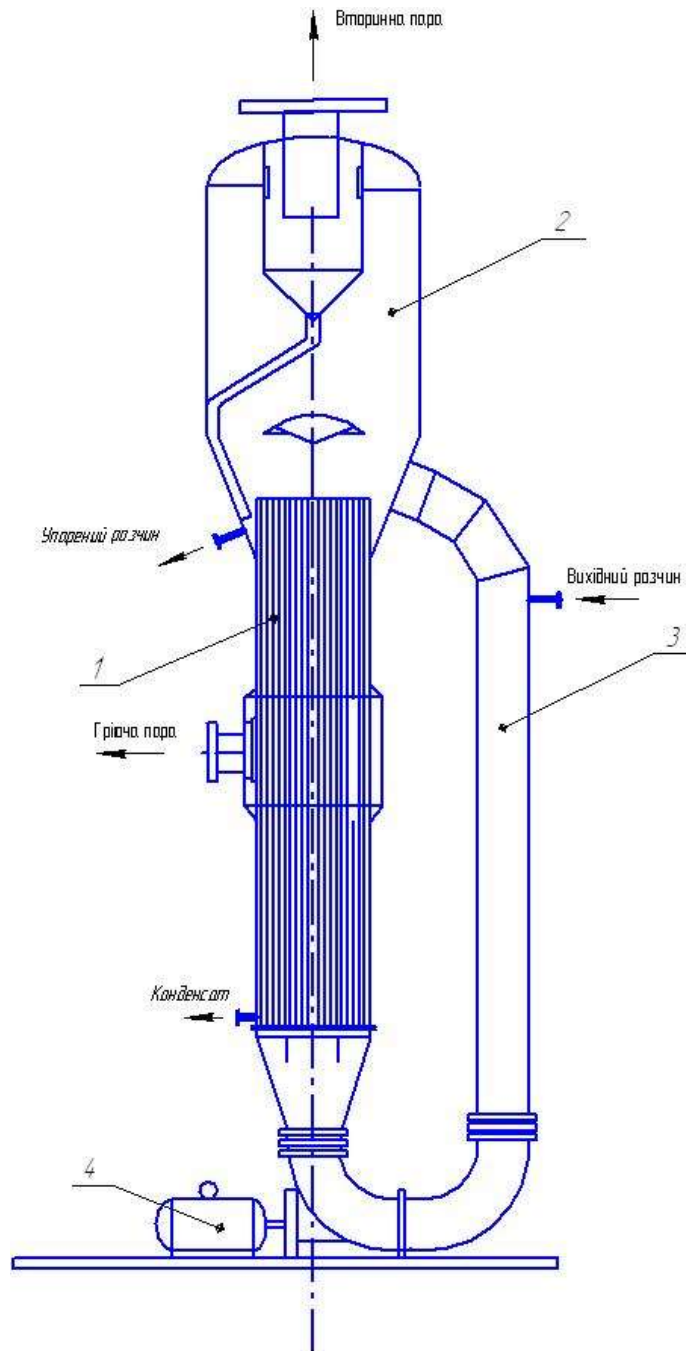
Для того, щоб запобігти відкладанню накипу в трубах, особливо при випарюванні розчинів, що кристалізуються, необхідні швидкості циркуляції не менші за 2-2,5 м/с. В апаратах з примусовою циркуляцією її швидкість визначається продуктивністю циркуляційного насоса і не залежить від висоти рівня рідини в трубах, а також від інтенсивності пароутворення. Тому в апаратах з примусовою

циркуляцією випарювання ефективно відбувається за малих корисних різниць температур, що не перевищують 3-5 °С, і за значних в'язкостей розчинів.



1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – відбійник; 4 – бризковловлювач

Рисунок 3.3 – Випарний прямоточний апарат з висхідною плівкою



1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба;  
4 – циркуляційний насос

Рисунок 3.4 – Випарний апарат з примусовою циркуляцією:

Апарат з примусовою циркуляцією (Рисунок 3.4) має виносну нагрівальну камеру 1, сепаратор 2 і циркуляційну трубу 3, що не обігрівается, в яку подається вихідний розчин. Циркуляція розчину здійснюється насосом 4. За великої швидкості

руху випарюваного розчину його кипіння відбувається на короткій ділянці перед виходом з кип'ятильних труб. Отже, зона кипіння виявляється переміщеною у верхню частину нагрівальної камери. На більшій частині довжини труб рідина лише дещо перегрівається, оскільки тиск внизу труби вищий за тиск поблизу її верхнього краю на величину гідростатичного тиску стовпа рідини та гідравлічного опору труби.

Внаслідок високого рівня розчину у кип'ятильних трубах значна частина всього циркуляційного контуру заповнена рідиною, а паровміст суміші рідини і вторинної пари невеликий. Тому циркуляційний насос повинен перекачувати великі об'єми рідини за помірної витрати електроенергії, що витрачається переважно на подолання гідравлічного опору труб. Таким вимогам задовільняють пропелерні насоси, які зазвичай використовуються в апаратах із примусовою циркуляцією. Швидкість її обмежена збільшенням гідравлічного опору і відповідно витратою енергії на циркуляцію. Тому бажано вибирати оптимальну швидкість циркуляції, яку встановлюють на основі техніко-економічних розрахунків.

У промисловості існують однокорпусні та багатокорпусні випарні установки.

### **Однокорпусні випарні установки.**

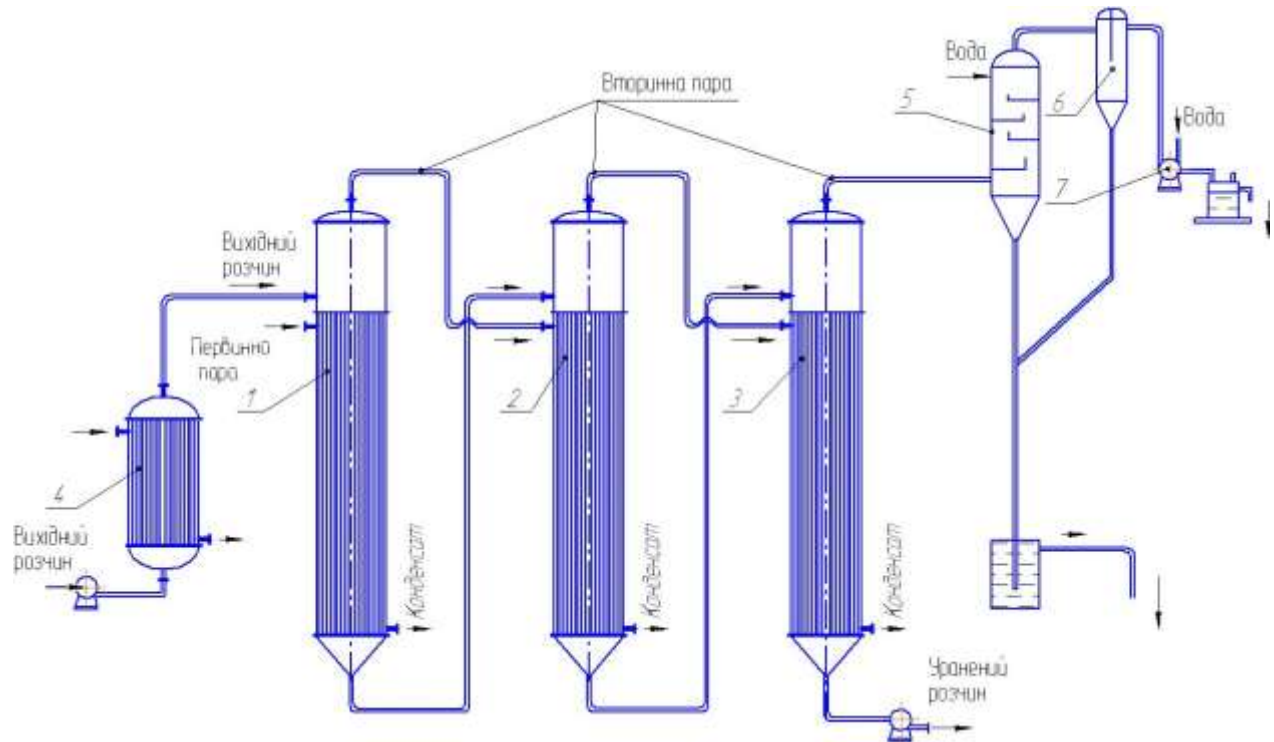
Принципові схеми випарних апаратів зображені на рисунках 3.1–3.4.

### **Багатокорпусні випарні установки.**

У сучасних випарних установках випарюються дуже великі кількості води, що потребує високих витрат гріючої пари. Проте витрату пари на випарювання можна суттєво знизити, якщо проводити процес у багатокорпусній випарній установці. Принцип її дії зводиться до багатократного використання тепла гріючої пари, що надходить до першого корпусу установки, шляхом обігрівання кожного наступного корпусу (крім першого) вторинною парою з попереднього корпусу.

Наприклад **трьохкорпусна вакуум-випарна установка**, що працює за прямооточного руху гріючої пари та розчину (Рисунок 3.5). Вихідний розчин, зазвичай попередньо нагрітий до температури кипіння, надходить до першого корпусу, який обігривається первинною парою. Вторинна пара з цього корпусу спрямовується як гріюча у другий корпус, де внаслідок пониженого тиску розчин кипить за нижчої температури, ніж у першому.

Оскільки у другому корпусі тиск нижчий, розчин, упарений у першому корпусі, переміщується самопливом до другого корпусу і тут охолоджується до температури кипіння у цьому корпусі. За рахунок тепла, що виділяється при цьому, утворюється додатково деяка кількість вторинної пари. Таке явище, що відбувається в усіх корпусах установки, крім першого, називається самовипаровуванням розчину.



1-3 – корпуси установки; 4 – підігрівач; 5 – барометричний конденсатор;  
6 – брызковловлювач; 7 – вакуум-насос

Рисунок 3.5 – Трьохкорпусна вакуум-випарна установка, що працює за прямооточного руху гріючої пари та розчину



Аналогічно упарений розчин з другого корпусу перетікає самотоком до третього корпусу, який обігривається вторинною парою з другого корпусу. Попереднє нагрівання вихідного розчину до температури кипіння у першому корпусі здійснюється в окремому нагрівачі 4, що дозволяє запобігти збільшенню поверхні нагрівання у першому корпусі. Вторинна пара з останнього корпусу відводиться до барометричного конденсатора 5, в якому внаслідок конденсації пари створюється необхідне розрідження. Повітря та неконденсовані гази, відсмоктуються через пастка-бризковловлювач 6 з вакуум-насосом 7. За допомогою вакуум-насоса підтримується також стійкий вакуум, оскільки остаточний тиск у конденсаторі може змінюватись залежно від коливань температури води, що надходить до конденсатора.

Необхідною умовою передачі тепла у кожному корпусі має бути наявність деякої **корисної різниці температур**, що визначається різницею температур гріючої пари та киплячого розчину. Водночас тиск вторинної пари у кожному попередньому корпусі має бути вищим за його тиск у попередньому. Ці різниці тисків створюються за надлишкового тиску у першому корпусі, або вакуумі в останньому корпусі, або ж за першого та другого одночасно.

Схеми багатокорпусних випарних установок розрізняються за тиском вторинної пари в останньому корпусі. Відповідно до цієї ознаки установки поділяються на такі, що працюють під розрідженням і під надлишковим тиском.

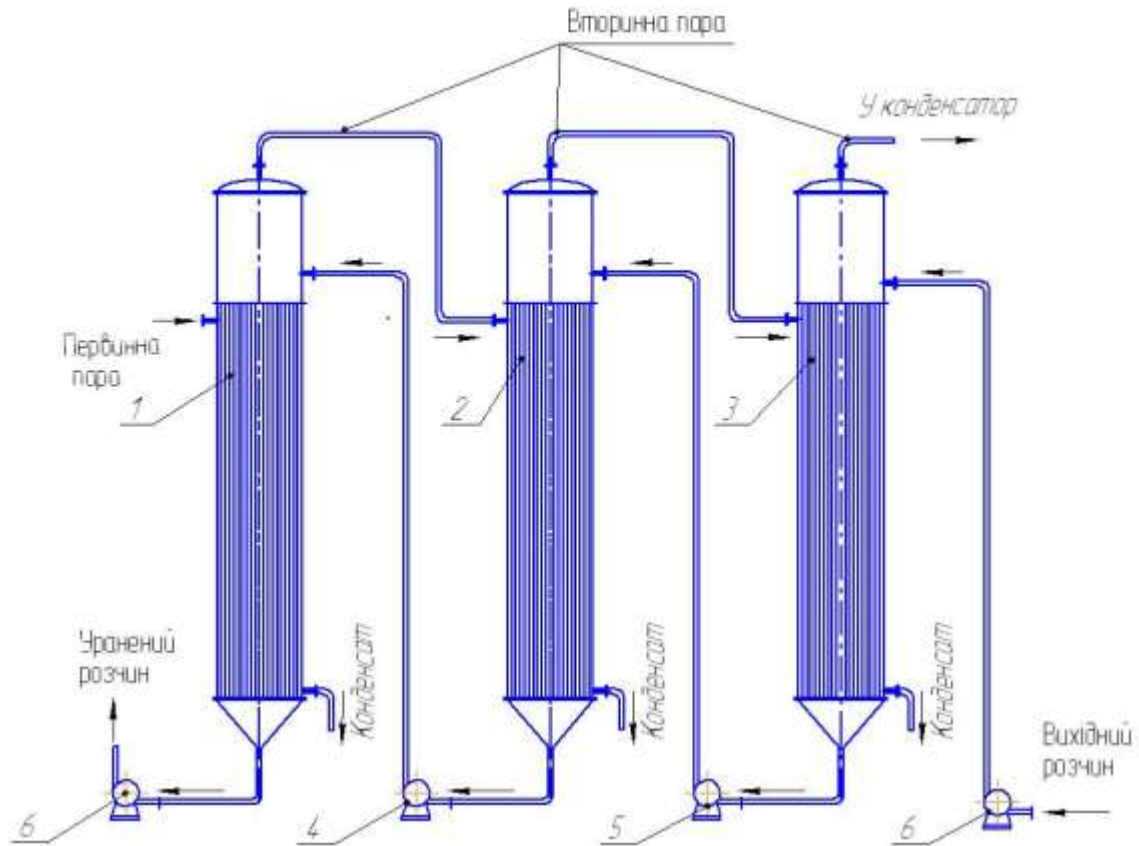
Найпоширенішими є випарні установки що працюють під розрідженням . У випарних установках, що працюють під деяким підвищеним тиском вторинної пари в останньому корпусі, ця пара може бути використана на сторонні потреби, тобто у якості екстра-пари. Водночас підвищення тиску вторинної пари в останньому корпусі зменшує можливу кратність використання первинної пари, що нагріває перший корпус.

При роботі за підвищеного тиску необхідна дещо більша товщина стінок апаратів, але установка в цілому спрощується, оскільки відпадає необхідність у постійно діючому конденсаторі парів.

У випарних установках під надлишковим тиском важче підтримувати постійний режим роботи, ніж в установках під вакуумом, для цієї мети необхідне автоматичне регулювання тиску пари та густини упареного розчину.

Вибір тиску вторинної пари в останньому корпусі установки залежить від співвідношення між кількістю тепла, яке може віддати ця пара, та кількістю тепла пари низького потенціалу, необхідної для інших виробничих потреб. Оптимальний тиск вторинної пари в останньому корпусі можна встановити у кожному конкретному випадку шляхом техніко-економічного розрахунку.

Багатокорпусні випарні установки відрізняються також за взаємним напрямком руху гріючої пари та випарюваного розчину. Окрім найпоширеніших установок з проточним рухом пари та розчину, використовуються також **випарні установки з протитоком**, в яких гріюча пара та упарюваний розчин переміщуються з корпусу в корпус у протилежних напрямках (Рисунок 3.6).



1-3 – корпуси; 4-6 – насоси

Рисунок 3.6 – Багатокорпусна протivotочна випарна установка

Вихідний розчин подається насосом у останній за ходом гріючої пари (третій корпус), з якого упарений розчин перекачується з другого корпусу, потім до першого, причому з першого корпусу вилучається остаточно упарений розчин. Первинна пара надходить до першого корпусу, а вторинна пара з цього корпусу спрямовується для обігрівання другого корпусу, потім вторинна пара з попереднього корпусу використовується для обігрівання наступного. З останнього корпусу вторинна пара вилучається в конденсатор.

Істотною перевагою багатокорпусних установок, що працюють за цією схемою є наступна: у першому корпусі прямоочної випарної установки найменш концентрований розчин отримує необхідне для випарювання тепло від гріючої пари з найвищими робочими параметрами, а в останньому корпусі найконцентрованіший (і найв'язкіший) розчин випарюється за допомогою вторинної пари з найнижчими параметрами. Отже, від першого корпусу до останнього (по ходу розчину) підвищується концентрація та понижується температура випарюваного розчину, що приводить до зростання його в'язкості. В результаті коефіцієнти теплопередачі зменшуються від першого корпусу до останнього.

У багатокорпусних протиточних установках у першому корпусі найконцентрованіший розчин випарюється за рахунок тепла від пари з найвищими параметрами, водночас у останньому корпусі вихідний розчин з найнижчою концентрацією отримує тепло від вторинної пари, яка має найнижчу температуру та тиск. Тому при протитоці коефіцієнти теплопередачі значно менше змінюються за корпусами, ніж за прямоотоці.

Але необхідність перекачування випарюваного розчину з корпусів, де тиск менший, у корпуси з вищим тиском є серйозним недоліком протиточної схеми, оскільки використання проміжних насосів (насоси 4 і 5 на рисунку 3.6) пов'язане зі значним зростанням експлуатаційних витрат.

Протиточні випарні установки використовують при випарюванні розчинів до високих кінцевих концентрацій, коли в останньому корпусі (по ходу розчину)

можливе небажане випадіння твердої речовини. Крім цього, за такої схеми випарюють розчини, в'язкість яких різко зростає зі збільшенням концентрації розчину.

По схемі зображено (Рисунок 3.7) **багатокорпусну випарну установку паралельним живленням корпусів** вихідний розчин надходить одночасно в усі три корпуси установки. Упарений розчин, що вилучається з усіх корпусів, має однакову кінцеву концентрацію.

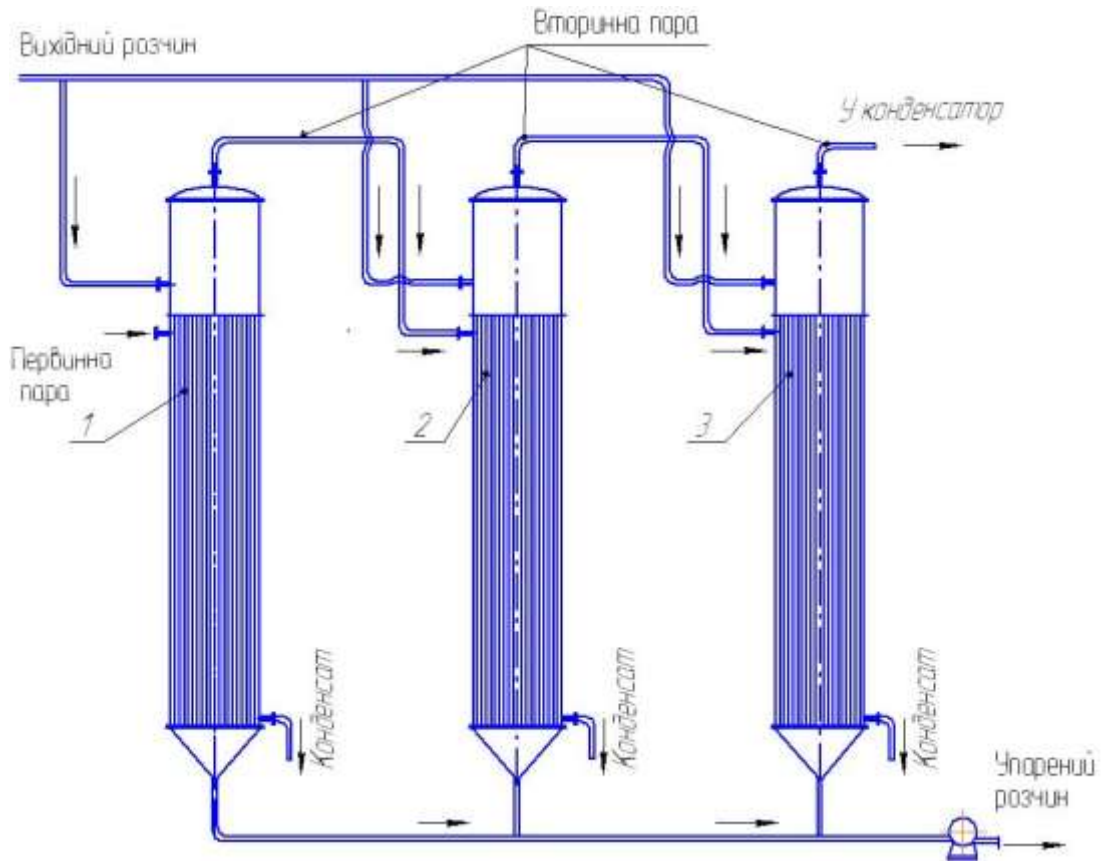


Рисунок 3.7 – Багатокорпусна випарна установка з паралельним живленням корпусів (1-3)

Установки такої схеми використовують, переважно, при випарюванні насичених розчинів, у яких знаходяться частинки твердої фази (що ускладнює переміщення випарюваного розчину з корпусу в корпус), а також у тих процесах випарювання, де немає потреби у значному підвищенні концентрації розчину.

## Основні терміни.

### Концентрація розчину.

Вміст розчиненої речовини у певній кількості розчину або розчинника називається його концентрацією. Концентрацію виражають різними способами, у тому числі через масову, мольну та об'ємну концентрації.

### Корисна різниця температур.

Рушійною силою процесу вирарювання є корисна різниця температур  $\Delta t_{e\bar{i}\bar{o}}$ , яка дорівнює різниці між температурами конденсації пари та кипіння розчину:

$$\Delta t_{e\bar{i}\bar{o}} = t_{\bar{a}\bar{o}} - t_{e\bar{i}\bar{o}}.$$

Визначення  $\Delta t_{e\bar{i}\bar{o}}$  пов'язане з сумарними температурними втратами  $\Sigma \Delta t$ , що супроводжують випарювання:

$$\Delta t_{e\bar{i}\bar{o}} = t_{\zeta\bar{a}\bar{a}} - \Sigma t_t = t_{\bar{a}\bar{o}} - t_{\bar{a}\bar{o}} - (t_t + t_{\bar{a}\bar{n}}),$$

де  $t_{\zeta\bar{a}\bar{a}} = t_{\bar{a}\bar{o}} - t_{\bar{a}\bar{o}}$  – загальна (максимальна) різниця температур, °С (відома з технічного завдання або обирається проектувальником за тисками гріючої та вторинної пари:  $t_{\bar{a}\bar{o}} = f(p_{\bar{a}\bar{o}})$  і  $t_{\bar{a}\bar{o}} = f(p_{\bar{a}\bar{o}})$ );

$\Delta t_t$  – температурна депресія, °С;

$\Delta t_{\bar{a}\bar{c}}$  – гідростатичні температурні втрати, °С.

Гідростатичні температурні втрати  $\Delta t_{\bar{a}\bar{c}}$  можна визначити за приростом гідростатичного тиску стовпа рідини, що кипить,

$$\Delta p = p_{\text{atm}} + \frac{\rho \cdot g \cdot H_{\text{вод}}}{2},$$

і пов'язаного з цим підвищенням температури

### **Температурна депресія.**

Різниця між температурами кипіння розчину певної концентрації і чистого розчинника при однаковому тиску називають температурною (фізико-хімічною) депресією, її величина визначається за виразом:

$$\Delta t_{\text{е}} = t_{\text{е0}} - t_{\text{еа}}$$

де  $\Delta t_{\text{е}}$  – температурна (фізико-хімічна) депресія, обумовлена властивостями і концентрацією розчиненої солі в розчині;

$t_{\text{е0}}, t_{\text{еа}}$  – температури кипіння розчину заданої концентрації і води відповідно при певному тиску, °С.

### **Гідравлічна депресія.**

У герметичних випарних установках сокова пара з певною швидкістю відводиться в конденсаційну систему, при цьому виникає гідродинамічний опір трубопроводів і апаратів, що вимагає деякого підвищення тиску в системі, щоб компенсувати гідравлічні втрати тиску. Підвищення температури кипіння розчину, обумовлене гідродинамічним опором трубопроводів і апаратів конденсаційної системи, називають гідравлічною (гідродинамічною) депресією. Звичайно ця величина становить 1-3°С для одного корпусу випарної установки.

З вищесказаного випливає, що загальне підвищення температури кипіння розчину в одному корпусі випарної установки дорівнює

$$\Sigma \Delta t = \Delta t'_{\dot{e}} + \Delta t''_{\dot{a}} + \Delta t''_{\dot{a}\dot{a}},$$

де  $\Delta t'_{\dot{e}}$  – температурна (концентраційна) депресія, °С;

$\Delta t''_{\dot{a}}$  – гідростатична депресія, °С;

$\Delta t''_{\dot{a}\dot{a}}$  – гідродинамічна депресія, °С.

Сумарну депресію, обчислену, часто називають температурними втратами при кипінні розчину в закритому випарному апараті.

Враховуючи температурні втрати, температуру кипіння розчину в закритому апараті визначають за залежністю:

$$T_{\dot{e}i.\dot{\delta}} = T_{\dot{e}\dot{a}} + \Sigma \Delta t,$$

де  $T_{\dot{e}\dot{a}}$  – температура кипіння розчинника (води) при заданому тиску в апараті, °С;

$\Sigma \Delta t$  – температурні втрати при кипінні розчину.

### 3.3 Завдання

Мета розрахунку: визначити площу поверхні теплообміну та її розподіл між корпусами трьохкорпусної випарної установки для концентрування гідроксиду натрію від 10% до 40%.

Вихідні дані:

Витрата (видаток) розчину гідроксиду натрію

$$G_{\text{н}} = 5 + 0,15 \cdot n \text{ т/год}$$

Температура розчину – температура кипіння  $t_{\text{к.р.}}$

Абсолютний тиск в барометричному конденсаторі

$$p_{\text{а.б.}} = 0,0147 \text{ МПа}$$

Нагрівання здійснюється гріючою парою при тиску

$$p_{г.п.} = 0,7848 \text{ МПа}$$

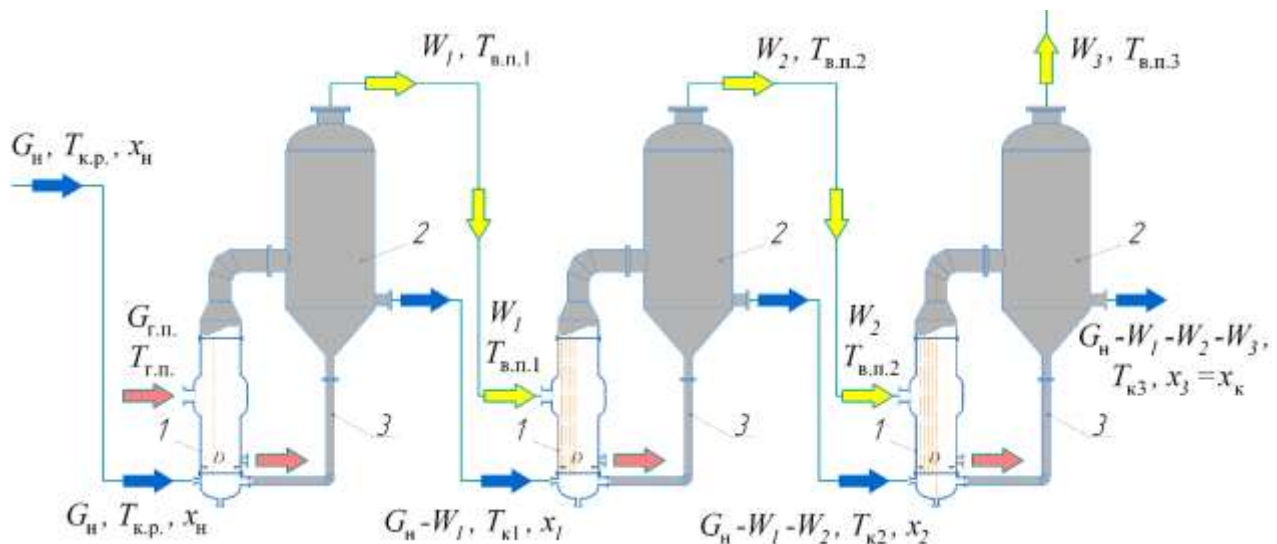
Взаємний напрямок пари і розчину

прямоток.

При розрахунках всі величини перевести в систему СІ

### 3.4 Порядок розрахунку

Розрахункова схема трьохкорпусної випарної установки показана на рисунку 3,8.



1 – гріюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна труба

Рисунок 3.8 – Розрахункова схема установки

#### 1. Матеріальний баланс випаровування.

Кількість води, що випарюється в трьох корпусах установки

$$W = G_n \cdot \left(1 - \frac{x_n}{x_k}\right)$$

Розподіл концентрацій розчину по корпусах установки залежить від співвідношення навантажень за випарюваною водою в кожному корпусі. На основі



практичних даних продуктивність за випарюваною водою розподіляються між корпусами і відповідно з відношенням:

$$W_1 : W_2 : W_3 = 1,0 : 1,1 : 1,2$$

Тоді кількість випареної води в корпусах становитиме:

$$W_1 = \frac{W \cdot 1,0}{1,0 + 1,1 + 1,2}$$

$$W_2 = \frac{W \cdot 1,1}{1,0 + 1,1 + 1,2}$$

$$W_3 = \frac{W \cdot 1,2}{1,0 + 1,1 + 1,2}$$

Тоді концентрація розчину в корпусах буде складати:

$$x_1 = \frac{G_H \cdot x_H}{(G_H - W_1)}$$

$$x_2 = \frac{G_H \cdot x_H}{(G_H - W_1 - W_2)}$$

$$x_3 = \frac{G_H \cdot x_H}{(G_H - W_1 - W_2 - W_3)}$$

Правильність розрахунку перевіряється виконанням умови:

$$x_3 = x_k$$

## 2. Визначення температур кипіння розчину по корпусах.

### Розподіл тиску по корпусах установки

Загальний перепад тиску в установці:

$$\Delta p_3 = p_{г.п.} - p_{а.б.}$$

Загальний перепад тиску розподіляється між корпусами порівну:

$$\Delta p_i = \Delta p_3 / 3$$

Тоді абсолютні тиски по корпусах будуть дорівнювати:

$$p_1 = p_{г.п.} - \Delta p_i$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p_i$$

$$p_3 = p_2 - \Delta p_i$$

Перевіркою правильності розрахунку є виконання умови:

$$p_3 = p_{а.б.}$$

За значеннями тисків пари в корпусах та тиску грючої пари визначаються їх температури  $t_{г.п.}$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  та ентальпії (додаток Б до розрахунку теплообмінника) у вигляді:

Тиск, МПа	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг
$p_1$	$t_1$	$h_1$
$p_2$	$t_2$	$h_2$
$p_3$	$t_3$	$h_3$

### 3. Визначення гідравлічної депресії

На основі практичних рекомендацій гідравлічну депресію слід прийняти для кожного корпусу  $\Delta''' = 1$  °С. Тоді температури гріючих парів становитимуть.

$$\begin{aligned}t_{\text{в.п.1}} &= t_1 + \Delta''' \\t_{\text{в.п.2}} &= t_2 + \Delta''' \\t_{\text{в.п.3}} &= t_3 + \Delta''' \quad )\end{aligned}$$

За цими значеннями визначаються тиски  $p_{\text{в.п.1}}$ ,  $p_{\text{в.п.2}}$ ,  $p_{\text{в.п.3}}$  теплоти пароутворення  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$  (додаток Б до розрахунку теплообмінника) у вигляді:

Температура, °С	Тиск, МПа	Питома теплота пароутворення, кДж/кг
$t_{\text{в.п.1}}$	$p_{\text{в.п.1}}$	$r_1$
$t_{\text{в.п.2}}$	$p_{\text{в.п.2}}$	$r_2$
$t_{\text{в.п.3}}$	$p_{\text{в.п.3}}$	$r_3$

Сума гідравлічних депресій:

$$\sum \Delta''' = 3 \cdot \Delta'''$$

### 4. Визначення гідростатичної депресії

5.

Для визначення тиску в середньому шарі кип'ятільних труб необхідно знати їх висоту. Для вибору висоти труб  $H = l$  необхідно орієнтовно визначити площу поверхні теплообміну випарного апарата  $F_{\text{ор}}$ . Площа поверхні теплообміну визначається за формулою:

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{q}$$

Для апаратів з природною циркуляцією тепловий потік становить  $q=20000\dots50000$  Вт/м<sup>2</sup>. Задавшись орієнтовним значенням теплового потоку орієнтовні значення площ поверхонь теплообміну по корпусах становитиме.

$$F_1 = \frac{W_1 \cdot r_1}{q}$$

$$F_2 = \frac{W_2 \cdot r_2}{q}$$

$$F_3 = \frac{W_3 \cdot r_3}{q}$$

За значенням найбільшої з цих площ приймається стандартний випарний апарат за даними додатка А. Серед параметрів вибирається і висота труб. Оптимальний рівень розчину в трубах дорівнюватиме:

$$H_{\text{оп}1} = H \cdot [0,26 + 0,0014(\rho_{\text{р}1} - \rho_{\text{в}1})]$$

$$H_{\text{оп}2} = H \cdot [0,26 + 0,0014(\rho_{\text{р}2} - \rho_{\text{в}2})]$$

$$H_{\text{оп}3} = H \cdot [0,26 + 0,0014(\rho_{\text{р}3} - \rho_{\text{в}3})]$$

де  $\rho_{\text{р}i}$ ,  $\rho_{\text{в}i}$  – густини розчину (при кінцевій концентрації в корпусі) та води при температурі вторинної пари (додатки А та Б до розрахунку теплообмінника).

Тоді тиск в середньому шарі кип'ятильних труб становитиме:

$$p_{\text{ср}1} = p_{\text{в.п.1}} + \rho_{\text{р}} \cdot g \cdot H_{\text{оп}1} / 2$$

$$p_{cp2} = p_{в.п.2} + \rho_p \cdot g \cdot H_{опт2} / 2$$

$$p_{cp3} = p_{в.п.3} + \rho_p \cdot g \cdot H_{опт3} / 2$$

Значення густини рідини в кожному корпусі береться за значенням температури вторинної пари в цьому корпусі.

За цими даними знаходяться значення температур кипіння  $t_{cp1}$ ,  $t_{cp2}$ ,  $t_{cp2}$  та питомі теплоти пароутворення  $r_{cp1}$ ,  $r_{cp2}$ ,  $r_{cp2}$  (додаток Б до розрахунку теплообмінника) за схемою:

Тиск, МПа	Температура, °С	Питома теплота пароутворення, кДж/кг
$p_{cp1}$	$t_{cp1}$	$r_{cp1}$
$p_{cp2}$	$t_{cp2}$	$r_{cp2}$
$p_{cp3}$	$t_{cp3}$	$r_{cp3}$

Гідростатична депресія по корпусах:

$$\Delta_1'' = t_{cp1} - t_{в.п.1}$$

$$\Delta_2'' = t_{cp2} - t_{в.п.2}$$

$$\Delta_3'' = t_{cp3} - t_{в.п.3}$$

Сума гідростатичних депресій:

$$\sum \Delta'' = \Delta_1'' + \Delta_2'' + \Delta_3''$$

## 5. Визначення температурної депресії по корпусах.

Температурні депресії при атмосферному тиску  $\Delta'_{атм1}$ ,  $\Delta'_{атм2}$ ,  $\Delta'_{атм2}$  визначається за даними додатка А до розрахунку теплообмінника залежно від температури кипіння та концентрації в корпусах:

Корпус	Концентрація NaOH, %	Температура кипіння, °C	Депресія, °C
1	$x_1$	$t_{к1}$	$\Delta'_{атм1}$
2	$x_2$	$t_{к2}$	$\Delta'_{атм2}$
3	$x_3$	$t_{к3}$	$\Delta'_{атм2}$

Температурна депресія з урахуванням в них тиску визначається за формулами:

$$\Delta'_1 = 16,2 \cdot \frac{T_{сп1}^2 \cdot \Delta'_{атм1}}{r_{сп1}}$$

$$\Delta'_2 = 16,2 \cdot \frac{T_{сп2}^2 \cdot \Delta'_{атм2}}{r_{сп2}}$$

$$\Delta'_3 = 16,2 \cdot \frac{T_{сп3}^2 \cdot \Delta'_{атм3}}{r_{сп3}}$$

Сума температурних депресій:

$$\sum \Delta' = \Delta'_1 + \Delta'_2 + \Delta'_3$$

Температура кипіння розчину по корпусах:

$$t_{к1} = t_1 + \Delta'_1 + \Delta''_1 + \Delta'''$$

$$t_{к2} = t_2 + \Delta'_2 + \Delta''_2 + \Delta'''$$

$$t_{к3} = t_3 + \Delta'_3 + \Delta''_3 + \Delta'''$$

## 6. Визначення корисної різниці температур

Загальна корисна різниця температур визначається за формулою:

$$\Delta t_{повн.заг} = t_{г.п.} - t_6 - (\sum \Delta' + \sum \Delta'' + \sum \Delta''')$$

Корисні різниці температур по корпусах:

$$\Delta t_{\text{повн.1}} = t_{\text{г.п.}} - t_{\text{к1}}$$

$$\Delta t_{\text{повн.2}} = t_{\text{в.п1.}} - t_{\text{к2}}$$

$$\Delta t_{\text{повн.3}} = t_{\text{в.п12}} - t_{\text{к3}}$$

## 6. Визначення теплових навантажень по корпусах.

Необхідні для розрахунку величини зручно представляти у вигляді:

Дані необхідні для розрахунку	Корпус		
	1	2	3
Кількість вихідної речовини, кг/с	$G_{\text{н}}$	$G_{\text{н}} - W_1$	$G_{\text{н}} - W_1 - W_2$
Концентрація вихідного розчину, %	$x_{\text{п}}$	$x_1$	$x_2$
Температура вихідного розчину, °С	$t_{\text{к.р.}}$	$t_{\text{к1}}$	$t_{\text{к2}}$
Температура упареного розчину, °С	$t_{\text{к1}}$	$t_{\text{к2}}$	$t_{\text{к3}}$
Теплоємність вихідного розчину, Дж/(кг·К)	$c_1$	$c_2$	$c_3$
Ентальпія вихідного розчину, Дж/кг	$h_1$	$h_2$	$h_3$
Теплота пароутворення гріючої пари, Дж/кг	$r_{\text{г.п.}}$	$r_1$	$r_2$

Матеріальний та тепловий баланс представляється системою рівнянь виду:

$$Q_1 = G_{\text{г.п.}} \cdot r_{\text{г.п.}} = G_{\text{н}} \cdot c_1 \cdot (t_{\text{к1}} - t_{\text{к.р.}}) + W_1 \cdot (h_1 - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к1}})$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_1 = (G_{\text{н}} - W_1) c_2 \cdot (t_{\text{к2}} - t_{\text{к1}}) + W_2 \cdot (h_2 - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к2}})$$

$$Q_3 = W_2 \cdot r_2 = (G_{\text{н}} - W_1 - W_2) c_3 \cdot (t_{\text{к3}} - t_{\text{к2}}) + W_3 \cdot (h_3 - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к3}})$$

$$W = W_1 + W_2 + W_3$$

де  $c_v$  – теплоємність конденсату, з достатньою точністю можна прийняти  $c_v = 4190$  Дж/(кг·К).

За цих систем рівнянь визначається витрата гріючої пари  $G_{г.п.}$  та кількість випареної води в кожному з корпусів  $W_1, W_2, W_3$ . При цьому отримані значення не повинні суттєво відрізнятися від прийнятих на початку розрахунку. Теплофізичні властивості визначаються за даними додатків А та Б до розрахунку теплообмінника.

Для розв'язку даної системи доцільно користуватися такою схемою. З рівняння (48) виражається величина  $W_3$ , після чого отриманий вираз підставляється в рівняння (47). Це дозволить виключити з рівняння  $W_3$ , а також виразити  $W_2$  через  $W_1$ . Підстановкою отриманий вираз в рівняння (46) отримується вираз, що містить лише одну невідому величину –  $W_1$ . Знайшовши її значення можна визначити решту невідомих параметрів.

Тоді теплові навантаження по корпусах становитимуть.

$$Q_1 = G_{г.п.} \cdot r_{г.п.}$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_1$$

$$Q_3 = W_2 \cdot r_2$$

## 7. Визначення коефіцієнтів теплопередачі.

### 8.

Коефіцієнт теплопередачі по корпусах визначається за рівнянням:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Для умов роботи випарного апарата необхідно вибирати матеріал, стійкий до корозійної дії гідроксиду натрію, тому доцільно брати корозійно стійку сталь 12X18H10T ,коефіцієнт теплопровідності для якої дорівнює  $\lambda=17,5$  Вт/(м·К).



Товщина стінки труб для розглядуваного типу випарних апаратів становить  $\delta=0,002$  м. Термічний опір забруднень враховуватися не буде.

З достатнім ступенем точності для розрахунку можна прийняти температуру плівки конденсату в гріючих камерах випарних апаратів рівними температурі конденсації гріючої пари.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі при конденсації водяної пари в області ламінарної течії плівки можна знайти за формулою.

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q \cdot l)^{0,33}}$$

При температурі конденсації в межах  $80-120^\circ\text{C}$  коефіцієнт  $A_1$  визначається за рисунком 3.9.

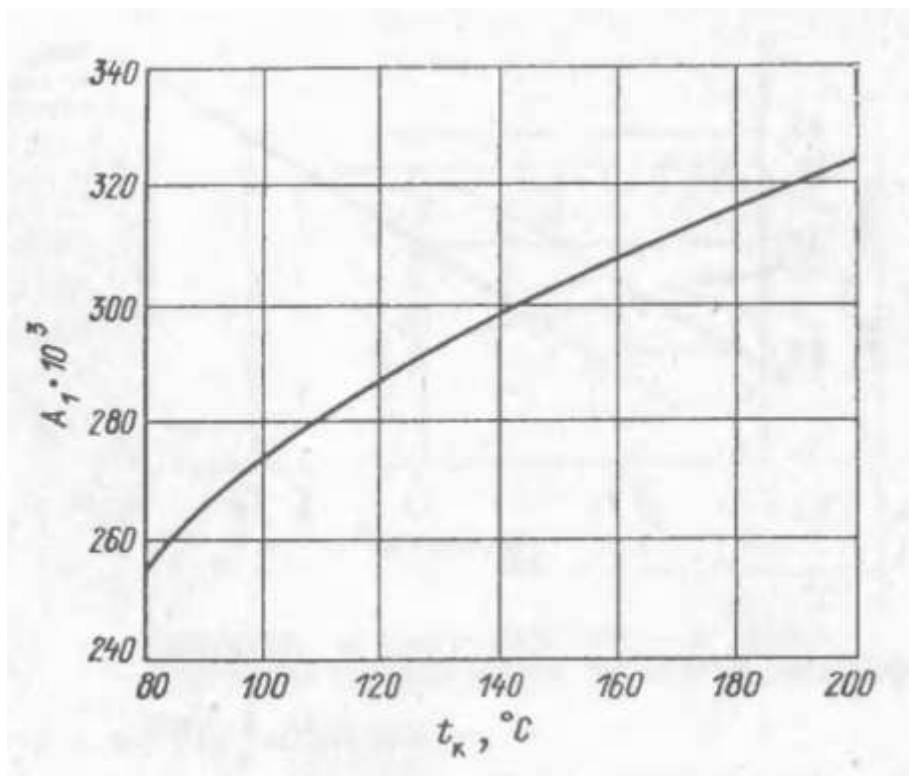


Рисунок 3.9 – Графік для визначення коефіцієнта  $A_1$  в рівнянні 53

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труб до киплячого розчину визначається за формулою:

$$\alpha_2 = \frac{780 \cdot \lambda^{1,3} \cdot \rho^{0,5} \cdot \rho_i^{0,06}}{\sigma^{0,5} \cdot r^{0,6} \cdot \rho_{i0}^{0,33} \cdot c^{0,33} \cdot \mu^{0,3}} \cdot q^{0,6} = B \cdot q^{0,6}$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності розчину, Вт/(м·К);

$\rho$  – густина розчину, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{ii}$  – густина водяної пари, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{ii0}$  – густина водяної пари при тиску 0,1 МПа, кг/м<sup>3</sup>;  $\sigma$  – поверхневий натяг розчину NaOH Н/м;

$r$  – питома теплота пароутворення розчину, Дж/кг;

$\mu$  – динамічна в'язкість розчину, Па·с;

$c$  – теплоємність розчину, Дж/(кг·К);

В рівнянні для визначення коефіцієнта тепловіддачі від стінки труб до киплячого розчину входить щільність теплового потоку  $q$ , значення якої заздалегідь невідомо. Тому знаходження коефіцієнта теплопередачі проводиться за такою схемою.

Визначаються коефіцієнти  $A_1$  та  $B$  і підставляються в для визначення коефіцієнта тепловіддачі. В результаті отримується:

$$K = \frac{1}{\frac{(q \cdot l)^{0,33}}{A_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0,6}}}$$

Враховуючи, що  $K=q/\Delta t_{\text{пов}}$ , рівняння можна переписати:

$$\frac{q}{\Delta t_{\text{пов}}} = \frac{1}{\frac{(q \cdot l)^{0,33}}{A_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0,6}}}$$

Отримане рівняння містить лише одну невідому величину –  $q$  однак є надзвичайно складним для аналітичного розв’язку. В таких випадках доцільно користуватися числовими або графічними методами, що можна зробити за допомогою математичних програм. На рисунку 3.10 представлений приклад розв’язку такого рівняння в програмі MathCad.

```

A1 := 314·103

l := 5

δ := 0.002

λ := 17.5

B := 11.6

Δt := 7.6

q := 10000

given


$$\frac{q}{\Delta t} = \frac{1}{\frac{(q \cdot l)^{0.333}}{A_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0.6}}}$$


u := Find(q)

u = 1.461 × 104

```

Рисунок 3.10 – Приклад знаходження теплового потоку в MathCad

Тепловий потік таким методом визначається для всіх корпусів –  $q_1, q_2, q_3$ . Далі визначаються коефіцієнти теплопередачі:

$$K_1 = q_1 / \Delta t_{\text{повн.1}}$$

$$K_2 = q_2 / \Delta t_{\text{повн.2}}$$

$$K_3 = q_3 / \Delta t_{\text{повн.3}}$$

Корисні різниці температур в корпусах установки знаходяться з умови рівності їх площі поверхні теплопередачі:

$$\Delta t_{\text{повн.1}} = \Delta t_{\text{повн.заг}} \cdot \frac{Q_1 / K_1}{Q_1 / K_1 + Q_2 / K_2 + Q_3 / K_3}$$

$$\Delta t_{\text{повн.2}} = \Delta t_{\text{повн.заг}} \cdot \frac{Q_2 / K_2}{Q_1 / K_1 + Q_2 / K_2 + Q_3 / K_3}$$

$$\Delta t_{\text{повн.3}} = \Delta t_{\text{повн.заг}} \cdot \frac{Q_3 / K_3}{Q_1 / K_1 + Q_2 / K_2 + Q_3 / K_3}$$

Перевірка сумарної корисної різниці температур:

$$\Delta t_{\text{н\ddot{a}i}} = \Delta t_{\text{н\ddot{a}i.1}} + \Delta t_{\text{н\ddot{a}i.2}} + \Delta t_{\text{н\ddot{a}i.3}}$$

Площі поверхонь теплообміну у корпусах випарної установки:

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \cdot \Delta t_{\text{повн.1}}}$$

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \cdot \Delta t_{\text{повн.2}}}$$

$$F_3 = \frac{Q_3}{K_3 \cdot \Delta t_{\text{повн.3}}}$$

За найбільшим значенням площі поверхні обирається стандартний випарний апарат. При цьому значення площі поверхні може суттєво відрізнятися від раніше прийнятої, але якщо основний конструктивний параметр – висота труб залишається не змінною, то розрахунки не потребують коректування.

В висновках вписати основні параметри обраних випарних апаратів (об'ємні витрати розчину, який випарюється та теплоносія, кількості випареної вологи по корпусах та основні геометричні розміри апарату).

### 3.5 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К.: НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К.: НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с.
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков АА. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, - 1981|, - 560 с.
4. <https://buklib.net/books/36204/>
5. <https://dl.sumdu.edu.ua/textbooks/22852/266104/index.html>

### 3.6 Додатки до практичного заняття

#### Коефіцієнт теплопровідності розчинів NaOH, $\lambda$ ккал/(м·год·град), або $\lambda \cdot 1,16^{-1}$ Вт/(м·град)

Концен- трація,	Температура, °С									
	0	30	50	60	70	80	90	100	110	120
0	0,474	0,531	0,557	0,567	0,574	0,580	0,585	0,587	0,589	0,590
5	0,453	0,479	0,492	0,497	0,501	0,505	0,507	0,509	0,5105	0,511
10	0,450	0,474	0,487	0,492	0,496	0,499	0,5015	0,503	0,504	0,505
15	0,448	0,471	0,482	0,487	0,491	0,494	0,4965	0,498	0,499	0,500,
20	0,447	0,468	0,479	0,484	0,488	0,491	0,493	0,494	0,495	0,496
30	0,446	0,465	0,474	0,478	0,4815	0,484	0,486	0,487	0,488	0,489
40	0,446	0,463	0,471	0,475	0,478	0,4805	0,482	0,483	0,484	0,485

#### Числа Прандтля для розчинів NaOH, [Pr]

Концен- трація, %	Температура, °С						
	60	70	80	90	100	110	120
5	4,76	4,01	3,60	3,36	3,17	2,98	2,81
10	6,10	5,11	4,66	4,46	4,30	4,14	3,96
15	8,41	7,15	6,48	7,06	5,86	5,65	5,44
20	10,7	9,2	8,25	7,70	7,45	7,20	6,95
30	22,20	17,20	13,92	12,45	11,69	11,20	10,92
40	34,20	27,85	22,54	18,85	16,89	15,42	14,68

**Температура кипіння водних розчинів їдкого натрію і значення нормальної депресії,  $v_H$  (при 760 мм рт, см,)**

$b \%$	$t_{\text{кип}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$v_H$	$b \%$	$t_{\text{кип}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$v_H$
3	100,8	0,8	50	142,2	42,2
5	101,0	1,0	55	150,6	50,6
10	102,8	2,8	60	159,6	59,6
15	105,0	5,0	65	169,0	69,0
20	108,2	8,2	70	179,6	79,6
25	112,2	12,2	75	192,0	92,0
30	117,0	17,0	80	206,6	106,6
35	122,0	22,0	85	224,0	124,0
40	128,0	28,0	90	245,5	145,5
45	135,0	35,0	95	274,5	174,5

**Фізичні властивості води (на лінії насичення)  
Перерахунок в СІ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$**

$\rho$ , кг/см <sup>2</sup>	$t$ , $^\circ\text{C}$	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$i$ , кДж/кг	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3$ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^4$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	$\sigma \cdot 10^4$ , кг/см <sup>2</sup>	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	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	50,9	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	607	4,31
1	50	993	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	083	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	5,70	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	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	262	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,263	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,0	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,7,2	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
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	460	1,10
8,08	170	897	713	4,40	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

## Тиск насиченої водяної пари

Тиск (абсолютний), МПа	Температура, °С	Питомий об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома ентальпія рідини $i'$ , кДж/кг	Питома ентальпія пари $i''$ , кДж/кг	Питома теплота пароутворення $r$ , кДж/кг
1	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
1,5	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
2	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
2,5	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
3	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
4	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
5	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
6	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
8	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
100	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
120	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
140	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
160	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
180	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
200	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
300	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
400	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
500	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
600	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
700	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
800	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
900	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040



### Густина розчину NaOH, $\rho$ кг/м<sup>3</sup>

Концентрація, %	Температура, °C															
	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
0	988	983	978	972	965	958	951	943	935	926	917	907	897	887	876	865
5	1041	1036	1030	1024	1018	1012	1005	997	988	979	970	960	950	940	930	919
10	1094	1089	1083	1077	1071	1064	1057	1049	1041	1032	1023	1013	1003	993	983	972
15	1148	1142	1136	1130	1124	1117	1110	1102	1094	1085	1076	1066	1056	1046	1036	1025
20	1202	1196	1190	1183	1177	1170	1163	1155	1147	1138	1129	1119	1109	1099	1089	1078
25	1256	1250	1244	1237	1230	1223	1216	1208	1200	1191	1182	1172	1162	1151	1141	1130
30	1309	1303	1296	1289	1283	1276	1269	1261	1253	1244	1234	1224	1214	1203	1192	1181
40	1410	1403	1396	1389	1382	1375	1368	1360	1350	1341	1331	1321	1311	1300	1289	1277
50	1504	1497	1490	1483	1476	1469	1462	1454	1443	1433	1423	1412	1401	1390	1379	1367
60	1595	1588	1581	1574	1567	1560	1553	1544	1534	1524	1514	1503	1492	1481	1470	1458
70	1684	1677	1670	1663	1656	1649	1642	1633	1623	1613	1603	1592	1581	1570	1559	1547

### Коефіцієнти кінематичної в'язкості розчинів NaOH, $\nu \cdot 10^3$ м<sup>2</sup>/год, або $(\nu \cdot 10^3)$ 3600<sup>-1</sup> м<sup>2</sup>/сек

Концентрація, %	Температура, °C															
	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	
0	1,725	1,494	1,321	1,171	1,030	0,966	0,879	0,814	0,764	0,727	0,688	0,652	0,623	0,598	0,570	
5	2,400	2,043	1,855	1,745	1,656	1,570	1,495	1,440	1,380	1,350	1,320	1,300	1,280	1,260	1,250	
10	3,007	2,540	2,340	2,265	2,200	2,130	2,065	2,010	1,970	1,950	1,930	1,900	1,870	1,860	1,840	
15	4,000	3,446	3,140	2,978	2,900	2,820	2,735	2,670	2,630	2,600	2,580	2,560	2,540	2,520	2,500	
20	4,910	4,265	3,865	3,640	3,540	3,450	3,366	3,320	3,280	3,250	3,230	3,210	3,190	3,170	3,150	
30	9,400	7,365	6,040	5,440	5,140	4,960	4,865	4,750	4,660	4,590	4,540	4,490	4,440	4,400	4,300	
40	13,96	11,49	9,35	7,90	7,12	6,56	6,28	6,11	5,97	5,85	5,75	5,68	5,61	5,55	5,50	
50	19,30	15,97	13,44	11,60	9,74	8,88	8,47	8,15	7,90	7,70	7,55	7,40	7,30	7,22	7,15	
60	29,40	23,00	17,20	14,50	12,60	11,26	10,45	10,03	9,78	9,58	9,43	9,29	9,16	9,05	8,95	
70	42,07	34,0	26,0	19,0	15,40	13,80	12,70	12,15	11,85	11,60	11,40	11,25	11,12	11,00	10,90	

**Теплоємність розчинів NaOH,с<sub>p</sub> ккал/(кг·град), або с<sub>p</sub>·4,19<sup>-1</sup> кДж/(кг·град)**

Конце н- трація , %	Температура, °С																		
	0	10	25	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
	1,004	1,001	0,998	0,998	0,999	1,000	1,002	1,004	1,006	1,009	1,011	—	—	—	—	—	—	—	—
0	0,925	0,933	0,941	0,949	0,951	0,954	0,957	0,960	0,962	0,964	0,965	—	—	—	—	—	—	—	—
5	0,882	0,893	0,904	0,916	0,918	0,920	0,922	0,923	0,924	0,925	0,926	—	—	—	—	—	—	—	—
10	0,857	0,870	0,882	0,894	0,896	0,898	0,900	0,901	0,901	0,901	0,901	—	—	—	—	—	—	—	—
15	0,842	0,854	0,867	0,880	0,882	0,884	0,880	0,887	0,888	0,888	0,888	—	—	—	—	—	—	—	—
20	—	—	—	0,871	0,874	0,876	0,876	0,879	0,879	0,879	0,879	—	—	—	—	—	—	—	—
25	—	0,832	0,844	0,862	0,865	0,867	0,869	0,869	0,869	0,869	0,869	0,870	0,870	0,870	—	—	—	—	—
30	—	0,812	0,820	0,829	0,830	0,831	0,832	0,832	0,832	0,832	0,832	0,833	0,833	0,833	—	—	—	—	—
40	—	—	0,772	0,768	0,767	0,766	0,765	0,764	0,763	0,763	0,762	0,762	0,761	0,761	0,761	0,761	0,761	0,760	0,760
50	—	—	—	0,705	0,703	0,701	0,699	0,698	0,696	0,694	0,692	0,691	0,689	0,688	0,688	0,687	0,687	0,686	0,686
60	—	—	—	—	—	—	0,651	0,650	0,648	0,646	0,644	0,643	0,641	0,640	0,640	0,639	0,639	0,638	0,638
70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

**Поверхневий натяг розчинів NaOH,  $\sigma \cdot 10^4$  кг/м, або ( $\sigma \cdot 10^4$ )  $9,81^{-1}$  Н/м**

Концен-трація, %	Температура, °C															
	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
0	69,25	67,48	65,69	63,84	61,95	60,01	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
5	72,40	70,87	69,32	67,95	66,55	64,85	63,60	62,20	60,80	59,40	58,00	56,60	55,20	53,80	52,40	51,00
10	76,03	74,98	73,91	73,03	71,87	70,66	70,00	69,00	68,00	67,00	66,00	65,00	64,00	63,00	62,00	61,00
15	80,15	79,33	78,25	77,39	76,47	75,50	74,70	73,90	73,00	72,20	71,30	70,40	69,50	68,70	67,80	67,00
20	85,47	84,66	83,81	83,19	82,27	81,30	80,40	79,60	78,80	78,00	77,20	76,40	75,60	74,80	74,00	73,20
30	96,13	95,78	95,40	95,28	94,85	94,37	93,90	93,60	93,30	93,00	92,70	92,40	92,10	91,80	91,50	91,20
40	107,46	107,20	106,90	106,84	106,71	106,47	106,20	106,00	105,80	105,60	105,40	105,20	105,00	104,80	104,60	104,40
50	129,4	129,2	129,0	128,8	128,6	128,4	128,2	128,0	127,8	127,6	127,4	127,2	127,0	126,8	126,6	126,4
70	140,6	140,4	140,2	140,0	139,8	139,6	139,4	139,2	139,0	138,8	138,6	138,4	138,2	138,0	137,8	137,6

## 4 РОЗРАХУНОК СУШИЛЬНОГО АПАРАТУ

### 4.1 Вступ

Метою роботи є набуття практичних умінь при виконанні параметричних розрахунків барабанної сушарки.

Завданнями розрахункової роботи є:

- виконати альбом конструкцій, у якому привести класифікацію сушильного обладнання та опис щонайменше 10 апаратів відповідного сушильного обладнання;
- виконати обрахунок нормального варіанту сушіння;
- виконати обрахунок варіанта з проміжним підігріванням повітря;
- виконати обрахунок для процесу сушіння з рециркуляцією частини відпрацьованого повітря;
- презентувати виконану роботу.

При складанні методичних вказівок до задачі використано матеріали методичних вказівок [1...4].

### 4.1 Теоретичні відомості

Сушіння це процес видалення рідини (вологи) з твердих, рідких і газоподібних матеріалів (продуктів, препаратів). Найчастіше рідиною, що видаляється є волога або леткі органічні розчинники.

У хімічній та нафтопереробній галузях залежно від способу підведення теплової енергії використовують конвективні, контактні, терморадіаційні (інфрачервоним опроміненням), сушіння в полі струмів високої частоти або діелектричні сушарки (електричним струмом високої частоти), акустичні (ультразвуком) та сублимаційні методи сушіння.

**Конвективні сушарки.** В яких підвід тепла до продукту здійснюється за допомогою сушильного агента: повітря, топкових газів або перегрітої пари при постійній конвекції. Вони можуть бути як безперервного, так і періодичної дії. При конвективного сушіння випарувалася волога виводиться разом з відпрацьованим сушильним агентом.

**Контактні сушарки.** Теплообмін здійснюється через нагріту поверхню, яка стикається з висушують продуктом. Залежно від технології сушіння і властивостей продукту температура такої поверхні може бути вище 100 ° С.

**Діелектричні сушарки або сушіння в полі струмів високої частоти.** Цей процес дозволяє нагрівати продукт зсередини. В результаті волога з внутрішніх шарів виходить на поверхню і випаровується.

**Інфрачервоні сушарки.** Процес здійснюється шляхом передачі тепла за рахунок короткохвильових променів інфрачервоного діапазону. При інфрачервоної сушці продуктів вибирається довжина хвилі випромінювання, що впливає тільки на воду, що міститься в продукті. При цьому дане випромінювання не поглинається самим продуктом. Це дозволяє здійснювати сушку при порівняно низьких температурах (40-60°C).

**Акустичні (ультразвуком).** Акустичний метод сушіння продуктів ґрунтується на дії на зневоднюваний продукт інтенсивних ультразвукових хвиль.

**Сублімаційні методи сушіння.** Зазвичай під сублімацією мають на увазі випаровування твердого тіла без плавлення його. (сублімація льоду, що перебуває всередині матеріалу).

При температурах, нижчих за 0 °С вільна волога замерзає і її випаровування відбувається без плавлення (сушіння сублімацією). Видалення вологи в основному

відбувається шляхом руху поверхні випаровування вглиб тіла. Перенос пари від поверхні випаровування через шар тіла відбувається шляхом дифузії, так як при цьому радіус капілярів є меншим за середню довжину вільного пробігу молекул. Абсорбційно зв'язана волога перебуває у переохолодженому стані, вона видаляється шляхом перетворення рідини в пару. У кінці процесу сушіння сублімація льоду закінчується і подальше сушіння відбувається при температурі вищій за 0 °С. Отже, сублімаційне сушіння включає в собі сублімацію льоду (сушіння шляхом випаровування льоду), випаровування переохолодженої рідини всередині тіла і випаровування зв'язаної рідини при температурі вищій за 0 °С до кінця процесу сушіння.

Сублімаційне сушіння знайшло застосування при видаленні вологи із заморожених продуктів, хіміко-фармацевтичних і біопрепаратів при температурах до -50 °С і низькому залишковому тиску (0,1 - 1,0 мм рт. ст.).

Всі перераховані способи можуть застосовуватися в комбінованому варіанті. Наприклад, може здійснюватися конвективно-контактна сушка, конвективна сушка може поєднуватися з сушінням струмами високої частоти або інфрачервоною сушкою, **вакуумне сушіння з мікрохвильовим нагріванням.**

**За рівнем тиску сушильного агента** в робочому просторі сушильної камери сушарки класифікуються:

– атмосферні сушильні установки (сушка здійснюється при атмосферному або близькому до нього тиску);

– вакуумні сушильні установки (тиск в сушильній камері набагато нижче атмосферного; наприклад установки для сушки сублімації).

–

**За характером роботи** сушарки класифікуються:

– сушарки періодичної дії (завантаження і вивантаження висушуємо продукту здійснюється періодично);

– сушарки безперервної дії (завантаження і вивантаження висушуємо продукту здійснюється безперервно), такі як стрічкові і конвеєрні. До цього ж типу відносяться коридорні сушарки, в яких з одного боку завантажуються порція сировини, а з іншого вивантажується така ж порція готового продукту.

–

**За вживаним сушильним агентом** сушарки класифікуються:

- повітряні сушарки;
- сушарки на топкових газах;
- сушарки із застосуванням перегрітої пари або інертного газу (використовуються для сушки продуктів, які окислюються киснем повітря).

–

**За напрямом руху сушильного агента** щодо висушуваних продуктів сушарки класифікуються:

- прямоточні сушарки (напрямок руху висушуємо продукту збігається з напрямком руху сушильного агента);
- протиточні сушарки (напрямок руху висушуємо продукту протилежно напрямку руху сушильного агента);
- сушарки з перехресним струмом (напрямок руху висушуємо продукту перпендикулярно напрямку руху сушильного агента);
- сушарки з реверсивним струмом (напрямок руху сушильного агента змінно щодо напрямку руху матеріалу, що висушується).

–

**За конструктивними ознаками** сушарки класифікуються:

- камерні сушарки;
- коридорні сушарки;
- шахтні сушарки;
- стрічкові сушарки;
- конвеєрні сушарки;

- барабанні сушарки;
- трубчасті сушарки;
- розпилювальні сушарки.

### **Опис конструкцій сушарок**

В хімічній промисловості види сушарок можна класифікувати по технологічних ознаках: тиску (атмосферні і вакуумні), періодичністю процесу, способом підведення тепла ( конвективне, контактне, радіаційне, з нагрівом струму високої частоти), роду сушильного агента ( повітряні, газові, сушарки на перегрітій парі), напрямленням руху матеріалу і сушильного агента (прямоточні і протиточні), способом обслуговування, схемі циркуляції сушильного агента, тепловій схемі і так далі. Вибір типу сушарки залежить від хімічних властивостей матеріалу. Конструкції сушарок дуже різноманітні і вибір їх визначається технологічними особливостями виробництва. Найбільш широкого поширення набули конструкції, що приведені нижче.. Ці сушарки відрізняються високою продуктивністю і відносяться до конвективних сушарок. В якості сушильного агента в них використовують повітря і димові гази. У цих апаратах сушінню піддають солі, паливо, пасти; їх також використовують у виробництвах соди, добрив, отрутохімікаті.

### **Камерна сушка**

**Призначення.** Використовуються на виробництві малого масштабу для матеріалів, що допускають невисоку температуру сушіння, наприклад фарбників

**Принцип дії.** Матеріал в цих сушках сушиться на лотках (деках), що встановлені на стелажах чи вагонетках, що знаходяться всередині сушильної камери 1. На каркасі між вагонетками 2 встановлені козирки 3, які як би ділять простір камери на три розміщені одна в одній зони, вздовж яких послідовно рухається сушильний агент. Свіже повітря, нагріте в зовнішньому калорифері 4, засмоктується



вентилятором 5 і подається вниз камери сушарки. Тут він рухається (рух повітря зображено стрілками), двічі змінюючи напрям і двічі нагріваючись в проміжних калориферах 6 і 7. Частина відпрацьованого повітря за допомогою шибера 8 направляється на змішування зі свіжим. Таким чином, сушарка працює з проміжним підігрівом і частковою рециркуляцією повітря, тобто по варіанту, що забезпечує низьку температуру і більш м'які умови сушіння.

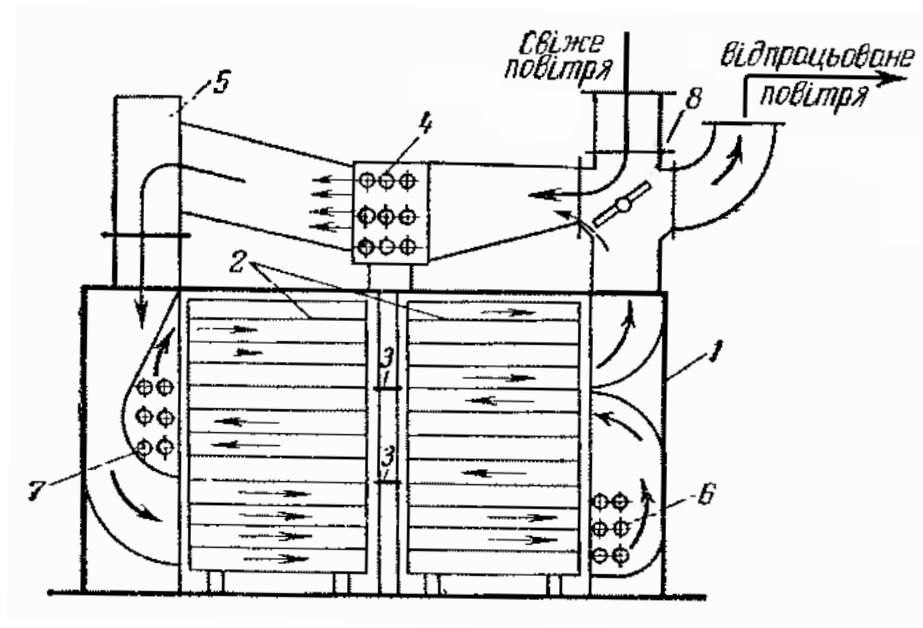


Рисунок 3.1 – Камерна сушка

4, 6, 7 – калорифери; 5 – вентилятор; 8 – шибер.

**Переваги.** Сушарка малогабаритна, може використовуватись на малих підприємствах. Простота конструкції. М'який режим сушіння, низька температура.

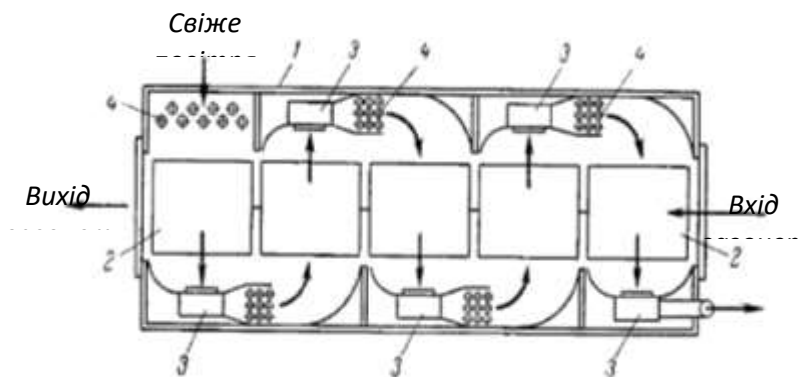
**Недоліки.** Періодична дія. Внаслідок сушіння в нерухомому товстому шарі, сушарки цього типу мають низьку продуктивність і тривалість сушіння в них велика. Крім того сушіння в них нерівномірне із-за нерівномірності температур в камері., що виникає внаслідок часткового проходу повітря в вище розміщені зони найкоротшим шляхом (крізь зазори). Обслуговування потребує великих затрат ручної праці.

## Тунельна сушарка

**Призначення.** Використовуються для сушіння великої кількості штучних матеріалів, наприклад керамічних виробів .

**Принцип дії.** З'єднані між собою вагонетки поступово пересуваються на рейках вздовж дуже довгої камери прямокутного перерізу – (коридору). На вході і виході коридор має герметичні двері, які одночасно періодично відчиняються для завантаження і вивантаження матеріалу: вагонетка з висушеним матеріалом видаляється з камери, а з іншого боку в неї надходить нова вагонетка з вологим матеріалом. Переміщення вагонеток проводиться за допомогою троса і механічної лебідки. Сушильний агент рухається прямо током або протитоком до матеріалу, що висушується.

**Переваги.** Рівномірний режим сушіння. Безперервність дії.



1 – камера; 2 – вагонетки; 3 – вентилятори; 4 – калорифери

Тунельна сушарка

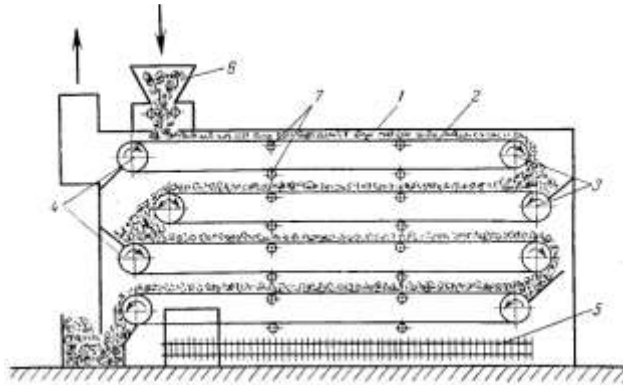
**Недоліки.** Низька продуктивність і тривалість сушіння. Довга і нерівномірна сушка. Обслуговування потребує великих затрат ручної праці.

## Стрічкова сушарка

**Призначення.** Для висушування матеріалів.

**Принцип дії.** В цих сушарках сушіння матеріалів проводиться безперервно при атмосферному тиску. В камері 1 сушарки шар матеріалу, що висушується рухається на нескінченній стрічці 2, натягнутій між ведучим 3 і відомим 4 барабанами. Вологий матеріал подається на один кінець стрічки, а підсушений видаляється з іншого боку. Сушка виконується гарячим повітрям або пічними газами, які рухаються протитоком або перехресним током по напрямку до руху матеріалу.

**Переваги.** При пересипанні матеріалу зі стрічки на стрічку збільшується поверхня його дотикання з сушильним агентом, що сприяє зростанню швидкості і рівномірності сушіння. Стрічкові сушарки можуть працювати по різним варіантам сушильного процесу.



1 – камера сушарки; 2 – нескінченна стрічка; 3 – ведучі барабани; 4 – відомі барабани; 5 – калорифер; 6 – живильник; 7 – опірні ролики

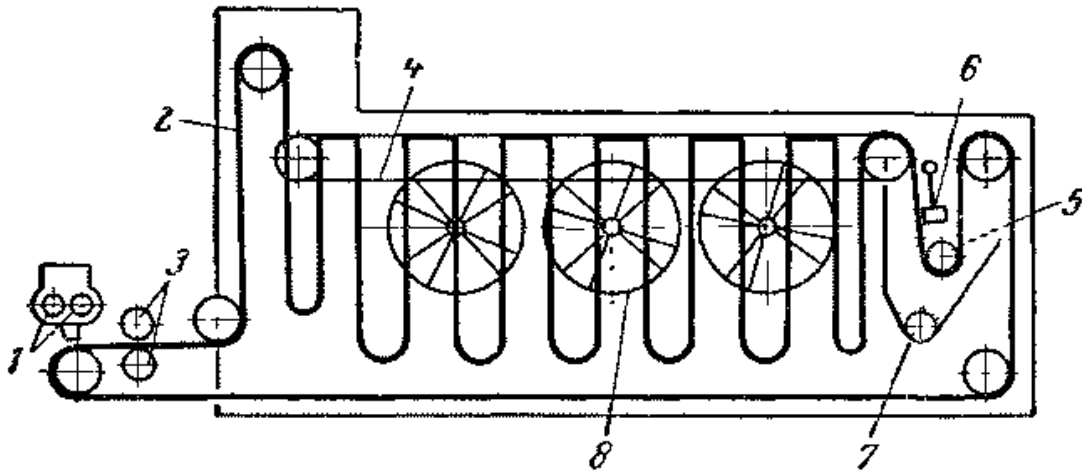
. Стрічкова сушарка:

**Недоліки.** Стрічкові сушарки громіздкі складні в обслуговуванні головним чином із-за перекосів і розтягів стрічок. Їх питома продуктивність (на 1 м<sup>2</sup> стрічки) невелика, а питомі витрати тепла (на 1 кг випареної вологи) досить високі. Крім того, вони непридатні для сушіння пастоподібних матеріалів.

## Петлева сушарка

**Призначення.** Сушіння пастоподібних матеріалів, а також тонких листових (наприклад паперу).

**Принцип дії.** Безперервно діюча сушарка, що працює під атмосферним тиском. В сушарці для паст живильник 1 подає матеріал на нескінченну гнучку сітчасту стрічку 2, яка проходить між вальцями 3, що обігриваються парою, що вдавлюють пасту всередину комірок стрічки.



1 – живильник; 2 – нескінченна сітчата стрічка; 3 – притискні вальці; 4 – ланцюговий конвеєр; 5 – направляючий ролик; 6 – автоматичний ударний пристрій; 7 – розвантажувальний шнек; 8 - вентилятор

### Петлева сушарка:

Стрічка з впресованим матеріалом потрапляє в сушильну камеру, де утворює петлі. Це досягається за допомогою шарнірно з'єднаних ланок стрічки і розташованих на ній через певні проміжки поперечних рейок, що спираються на ланцюговий конвеєр 4. За допомогою направляючого ролика 5 стрічка відводиться до автоматичного ударного пристрою 6, за допомогою якого висушений матеріал скидається зі стрічки і виводиться із сушарки розвантажувальним шнеком 7.

Циркуляція повітря (або газів) виконується за допомогою осевих вентиляторів 8, частина яких (з одного боку камери) зображена на рис., причому гаряче повітря чи газ рухається поперек стрічки 2. Сушарка зазвичай працює по варіанту з проміжним підігрівом повітря і частковою рециркуляцією його по зонам.

**Переваги.** Сушіння проводиться в шарі невеликої товщини (рівній товщині ланок стрічки, що складають 5-20 мм) при двосторонньому омиванні стрічки гарячим повітрям і прогріві запресованого матеріалу металічним каркасом (сіткою), нагрітим вальцями 3. Це забезпечує велику швидкість сушіння.

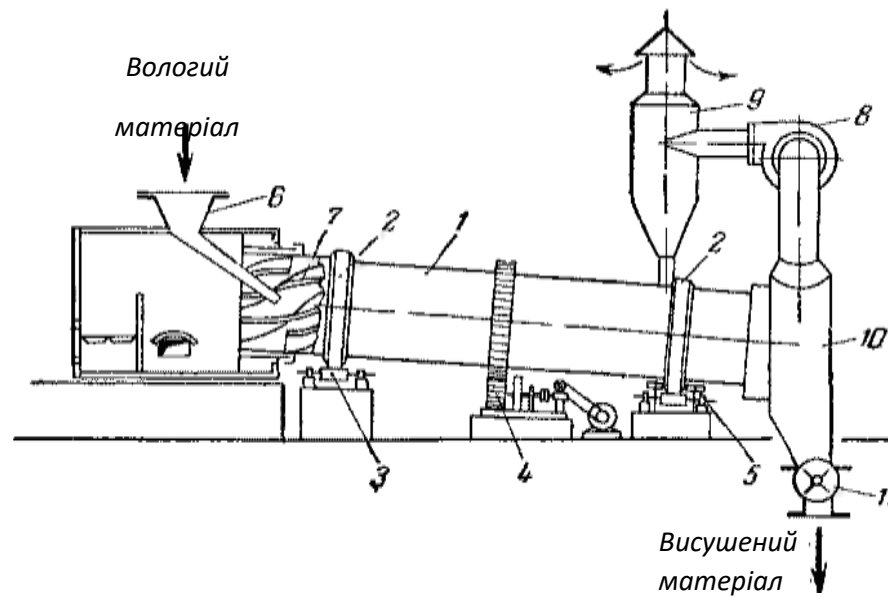
**Недоліки.** Складність конструкції. Значні експлуатаційні затрати.

### **Барабанна сушарка**

**Призначення.** Для безперервного сушіння при атмосферному тиску кускових, зернистих і сипучих матеріалів (мінеральних солей, фосфоритів і ін.).

**Принцип дії.** Сушарка має циліндричний барабан 1, встановлений з невеликим нахилом до горизонту ( $1/15 - 1/50$ ), який спирається за допомогою бандажів 2 на ролики 3. Барабан приводиться в обертання електродвигуном через зубчасту передачу 4 і редуктор. Число обертів барабану зазвичай не перевищує  $5-8 \text{ хв}^{-1}$ ; його положення в осьовому напрямку фіксується упорними роликами 5. Матеріал подається в барабан живильником 6, попередньо підсушується, переміщується лопатнями 7 приймально-гвинтової насадки, а потім подається на внутрішню насадку, розташовану вздовж майже всієї довжини барабану. Насадка забезпечує рівномірний розподіл і хороше перемішування матеріалу по перерізу барабана, а також його тісний контакт при пересипанні з сушильним агентом – пічними газами. Гази і матеріал особливо часто рухаються прямоюкою, що допомагає запобігти перегріву матеріалу, так як в цьому випадку найбільш гарячі гази дотикаються до матеріалу, що має найбільшу вологість. Щоб запобігти підсиленого виносу пилу з газами останні просмоктуються крізь барабан вентилятором 8 з середньою швидкістю, що не перевищує 2-3 м/с. Перед викидом в

атмосферу відпрацьовані гази очищують від пилу у циклоні 9. На кінцях барабану часто встановлюють ущільнюючі прилади (наприклад лабіринтні), що ускладнюють витoki сушильного агента



1 – барабан; 2 – бандажі; 3 – опірні ролики; 4 – передача; 5 – опірно-упорні ролики; 6 – живильник; 7 – лопаті; 8 – вентилятор; 9 – циклон; 10 – розвантажувальна камера; 11 – розвантажувальний пристрій.

#### Барабанна сушарка

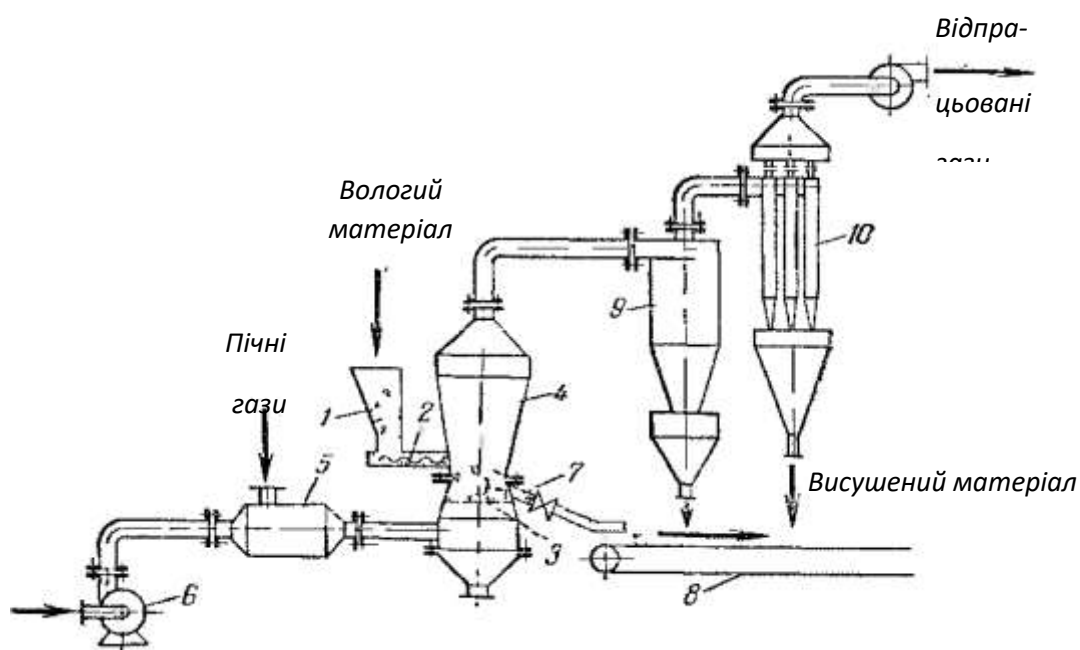
Біля розвантажувального кінця барабану є підпирний пристрій у вигляді суцільного кільця або кільця, утвореного кільцеподібно розміщеними поворотними лопатками (у вигляді жалюзі). Призначення цього кільця – підтримувати певну ступінь заповнення барабану матеріалом; як правило, ступінь заповнення не перевищує 20%. Час перебування зазвичай регулюється часом обертання барабану і рідше – зміною кута його нахилу. Висушений матеріал видається з камери 10 крізь розвантажувальний пристрій 11, за допомогою якого герметизується камера 10 і попереджається потрапляння в неї повітря ззовні. Якби повітря потрапило в камеру, це призвело б до некорисному збільшенню продуктивності і енергії, що споживається вентилятором 8.

**Переваги.** Рівномірний безперервний режим сушіння.

**Недоліки.** Складність конструкції та чистки.

### Сушарка з киплячим шаром

**Призначення:** В хімічній технології не лише для сушіння сильно сипучих зернистих матеріалів (наприклад мінеральних і органічних солей), але і матеріалів, що схильні до кумкання, наприклад для сульфату амонію, а також пастоподібних матеріалів, розчинів, розплавів, суспензій.



1 – бункер; 2 – живильник; 3 – газорозподілюча решітка; 4 – камера сушарки; 5 – змішувальна камера; 6 – вентилятор; 7 – штуцер для вивантаження висушеного матеріалу; 8 – транспортер; 9 – циклон; 10 – батарейний пилевловлювач.

Рисунок 3.6 – Однокамерна сушарка з киплячим шаром:

**Принцип дії:** Матеріал, що висушується, подається з бункера 1 живильником 2 в шар матеріалу, «киплячого» на газорозподілючій решітці 3 в

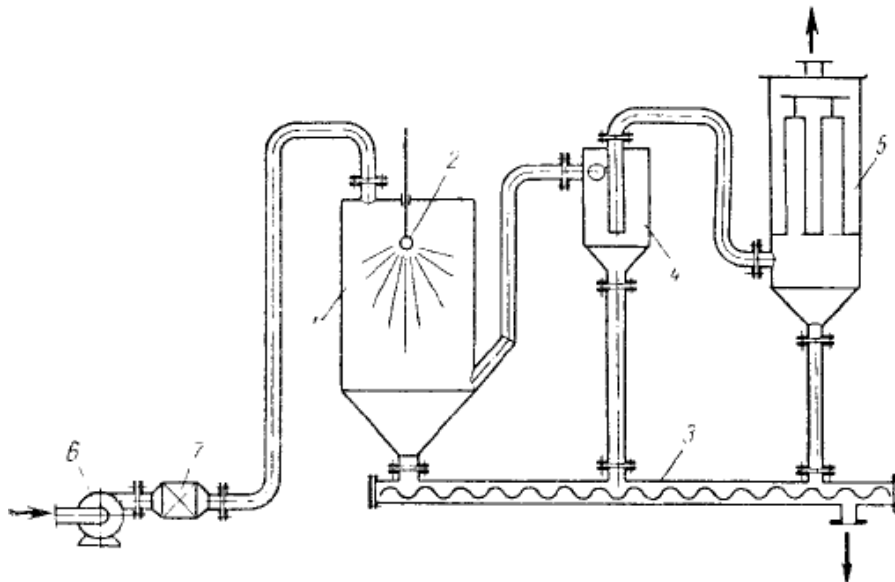
камері 4 сушарки. Сушильний агент – гаряче повітря або пічні гази, розбавлені повітрям, який подається у змішувальну камеру 5 вентилятором 6, - проходить з заданою швидкістю крізь отвори решітки 3 і підтримує на ній матеріал в киплячому (псевдозрідженому) стані. Висушений матеріал висипається крізь штуцер 7 дещо вище ґратки 3 і видаляється транспортером 8. Відпрацьовані гази очищуються від внесеного пилу в циклоні 9 і батарейному пиловловлювачі 10, після чого викидаються в атмосферу.

**Переваги.** Рівномірний та швидкий режим сушки. Матеріал з усіх боків контактує з сушильним агентом.

**Недоліки.** Складність конструкції та очистки. Можливість забиття фільтрів пилом.

### Розпилююча сушарка

**Призначення:** Використовується для сушіння в'язких рідин та речовин, що не містять твердих часток, так як форсунки чутливі до забруднення.



1 – камера сушки; 2 – форсунка; 3 – шнек для розвантаження висушеного матеріалу; 4 – циклон; 5 – рукавний фільтр; 6 – вентилятор; 7 – калорифер.

Розпилююча сушарка:



**Принцип дії:** Матеріал подається в камеру 1 через форсунку 2. Сушильний агент рухається паралельним потоком з матеріалом. Дрібні тверді частки висушеного матеріалу осідають на дно камери і відводяться шнеком 3. Відпрацьований сушильний агент після очистки від пилу в циклоні 4 і рукавному фільтрі 5 викидається в атмосферу.

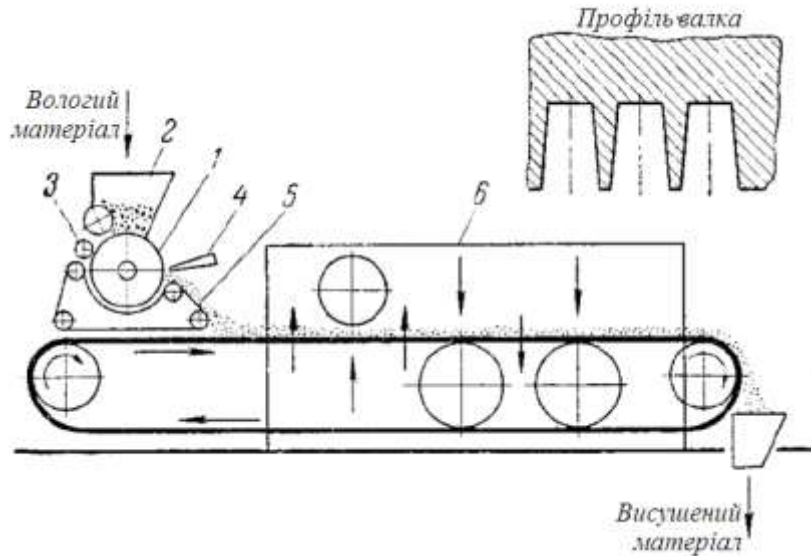
Розпилюючі сушарки працюють по принципу протитечії і змішаного току. Але протитечія особливо розповсюджена, так як дозволяє проводити сушіння при високих температурах без перегріву матеріалу.

**Переваги:** Висока інтенсивність випаровування вологи за рахунок розпилення матеріалу що висушує в сушильній камері. Велика швидкість процесу при м'яких температурних умовах, що дозволяє отримати якісний порошковидний продукт, що добре розчиняється і не вимагає подальшого подрібнення.

**Недоліки:** Громіздкість апарату. Складність конструкції. Неоднорідність розпилення.

### **Одновалкова формуюча сушарка**

**Призначення:** Використовується для сушіння густих матеріалів.



1 – формуючий барабан; 2 – завантажувальна борінка; 3 – притискний валик; 4 – гребінчастий ніж; 5 – транспортер; 6 – стрічкова сушарка

Одновалкова формуюча сушарка

**Принцип дії:** Барабан (валок) 1 сушки має рихлу поверхню з кільцевими канавками глибиною 6-10 мм. Паста із завантажувальної борінки 2 вмащується в канавки за допомогою притискного валика 3. За один оберт барабану в його канавках утворюється відформовані палички пористої структури, які легко виламуються невеликими шматочками під дією гребінчастого ножа 4. Досушування матеріалу проводиться в барабанній або стрічковій сушці, в яку палички відформованого матеріалу подаються по транспортній стрічці 5. Такі комбіновані сушарки називаються відповідно валково-барабанними або валково-стрічковими.

**Переваги:** Значна якість сушіння, за рахунок поєднання двох конструкцій. Безперервна дія. Не потребують ручного обслуговування.

**Недоліки:** Складність конструкції. Дана сушка вимагає значних енерговитрат.

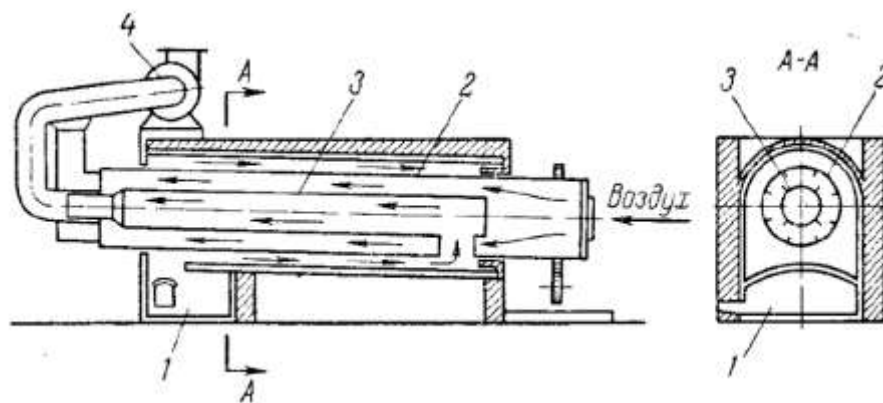
## Барабанна контактна сушарка

**Призначення:** Барабанна контактна сушарка використовується в тих випадках, коли для уникнення забруднення матеріалу, що висушується, не допускається його контакт з пічними газами.

**Принцип дії:** В барабанній контактній сушарці з передачею тепла через стінку, пічні газы, отримані в печі 1, омивають барабан 2 ззовні, а потім проходять через внутрішній циліндр 3 і відсмоктуються вентилятором 4. Матеріал, що висушується, рухається зліва направо по кільцевому простору між стінками барабану 2 і циліндра 3.

**Переваги:** Простота конструкції. Можливість сушити матеріали, контакт яких з пічними газами недопустимий.

**Недоліки:** Малий коефіцієнт теплопередачі від газів до матеріалу через стінку.



1 – піч; 2 – барабан; 3 – внутрішній циліндр; 4 – вентилятор

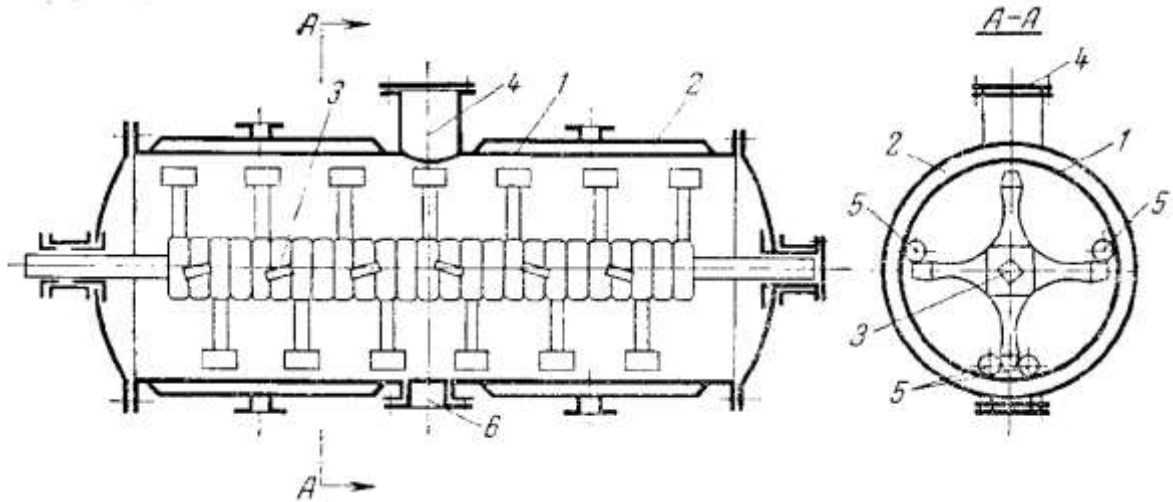
Барабанна контактна сушарка

## Гребкова вакуум-сушка

**Призначення:** Даний апарат використовується для висушування чутливих до високих температур, а також токсичних та вибухонебезпечних речовин, для

отримання висушених продуктів високої чистоти, а також в тих випадках, коли необхідна конденсація пари неводних розчинників, що видаляються з матеріалів.

**Принцип дії:** Гребкова сушарка складається з циліндричного корпусу 1 з паровою рубашкою 2 і мішалки 3. Гребки мішалки закріплені на валу взаємно перпендикулярно; на одній половині довжини барабану гребки мішалки зігнуті в одну сторону, на другій половині – в протилежну. Мішалка має реверсний привід, який автоматично змінює кожні 5-8 хв. напрям його обертання. Тому при роботі мішалки матеріал (завантажений через люк 4) періодично переміщається від периферії до середини барабану і в зворотному напрямку. Вал мішалки може бути пологим і через нього можна здійснювати нагрівання матеріалу, що висушується. Труби 5, що вільно перекочуються між гребками, сприяють руйнуванню грудок і додатково перемішують матеріал. Розвантаження висушеного матеріалу проводиться через люк 6. Корпус сушарки з'єднаний з поверхневим або барометричним конденсатором і вакуум-насосом.



- 1 – корпус сушарки; 2 – парова рубашка; 3 – мішалка;  
4 – завантажувальний люк; 5 – труби, які сприяють перемішуванню матеріалу; 6 – розвантажувальний люк

#### Гребкова вакуум-сушка

**Переваги:** Збільшення швидкості сушіння за рахунок перемішування матеріалу, що повільно обертається горизонтальною мішалкою з гребками. Працюють автоматично.

**Недоліки:** Складність конструкції.

## 4.2 Завдання

Визначити витрату повітря і теплоти при висушуванні  $G_n = 800 + 10 \cdot n$  кг/год вологого матеріалу від  $u_n = 50\%$  до  $u_k = 6\%$  в теоретичній сушарці, що працює: а) за нормальним сушильним варіантом; б) за варіантом з проміжним підігріванням (вважаючи, що повітря в калориферах нагрівається до  $t'_1 = 45\text{ }^\circ\text{C}$ ); в) за варіантом з рециркуляцією 75% відпрацьованого повітря. Порівняти також потенціали сушіння для цих варіантів. Параметри атмосферного повітря:  $t_0 = 11\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 70\%$ . Параметри відпрацьованого повітря  $t_2 = 28\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_2 = 70\%$ .

## 4.3 Порядок розрахунку

Визначаємо кількість випаруваної вологи при сушінні:

$$W = G_i \cdot \frac{u_i - u_e}{100 - u_e}$$

Ця величина буде використовуватися в розрахунках усіх варіантів сушіння.

### *а) нормальний варіант сушіння*

Розрахунок починається з побудови процесу на діаграмі  $I - x$  (рисунок 4.1). Порядок побудови такий: спершу за значеннями  $t_0$  та  $\varphi_0$  на перетині відповідних ізоліній знаходиться точка  $A$ . Далі алогічним чином за значеннями  $t_2$  та  $\varphi_2$

знаходиться точка  $C$ . З точки  $A$  піднімається вертикальна пряма, а з точки  $C$  – піднімається пряма по ізонетальпі (ліній постійної нетальпії). На перетині цих прямих знаходиться точка  $B$ . далі за діаграмою  $I - x$  знаходяться значення вологовмісту ентальпії та температури в кожній точці процесу. Іноді на діаграмі вологовміст виражають в г вологи на кг сухого повітря. Така діаграма позначається  $I - d$  (додаток А).

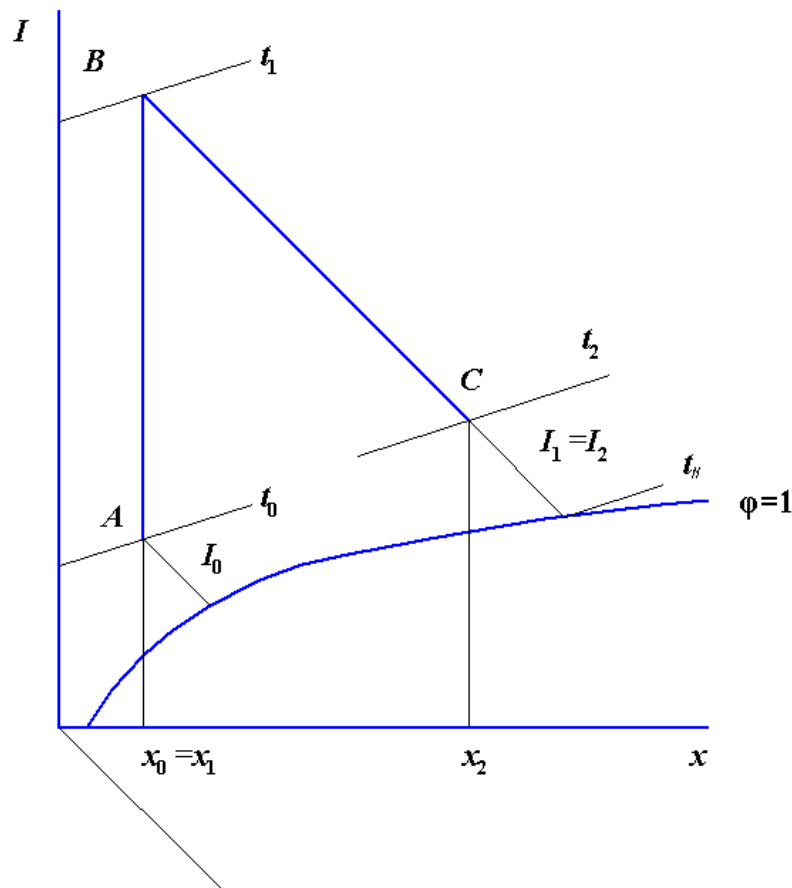


Рисунок 4.1 – Нормальний процес сушіння

Питома витрата сухого повітря:

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0}$$

Загальна витрата сухого повітря:

$$L = l \cdot W$$

Питома витрата теплоти:

$$q = l \cdot (I_2 - I_0)$$

Загальна витрата теплоти:

$$Q = W \cdot q$$

***б) варіант з проміжним підігріванням повітря***

При проведенні процесу в такому режимі (ламана АВ'С'С''С на рисунку 4.2) необхідні два калорифери для підігрівання повітря до температури  $t'_1$ . При цьому в першій зоні сушарки вологовміст підвищується до  $x'_2$  і питома витрата повітря становитиме:

$$l' = \frac{1}{x'_2 - x_1}$$

Оскільки в першій зоні сушарки випаровується лише половина вологи, то витрата сухого повітря становитиме:

$$L = l' \cdot \frac{W}{2}$$

В другій зоні сушарки відбувається випаровування решти вологи тим же повітрям, але з підігрітим до  $t'_1$  в проміжному калорифері.

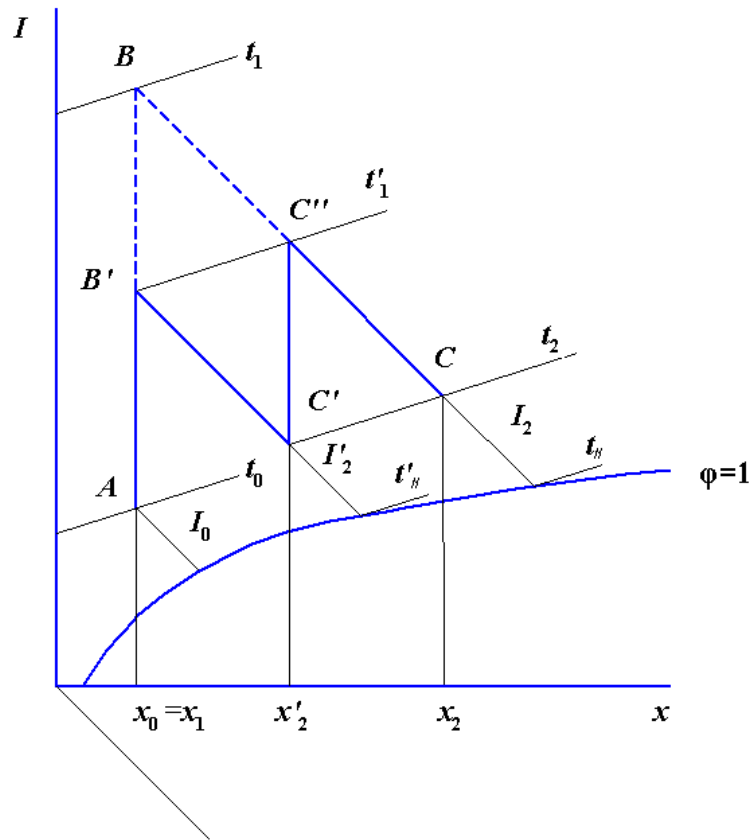


Рисунок 4.2 – Процес сушіння з проміжним підігріванням повітря

Теплота на підігрів повітря витрачається в двох калориферах і її витрата дорівнює:

$$Q = l' \cdot (I_2' - I_0) \frac{W}{2} + l' \cdot (I_2 - I_2') = \frac{W}{2} \cdot l' \cdot (I_2 - I_0)$$

**в) процес сушіння з рециркуляцією частини відпрацьованого повітря**

В цьому процесі (ламана АМВ'' на рисунку 4.3) необхідно визначити характеристики суміші, що поступає в калорифер. Якщо повертається 75% відпрацьованого повітря, ці параметри визначаються таким чином:

$$x_{cm} = 0,25x_0 + 0,75x_2$$



$$I_{\text{cm}} = 0,25I_0 + 0,75I_2$$

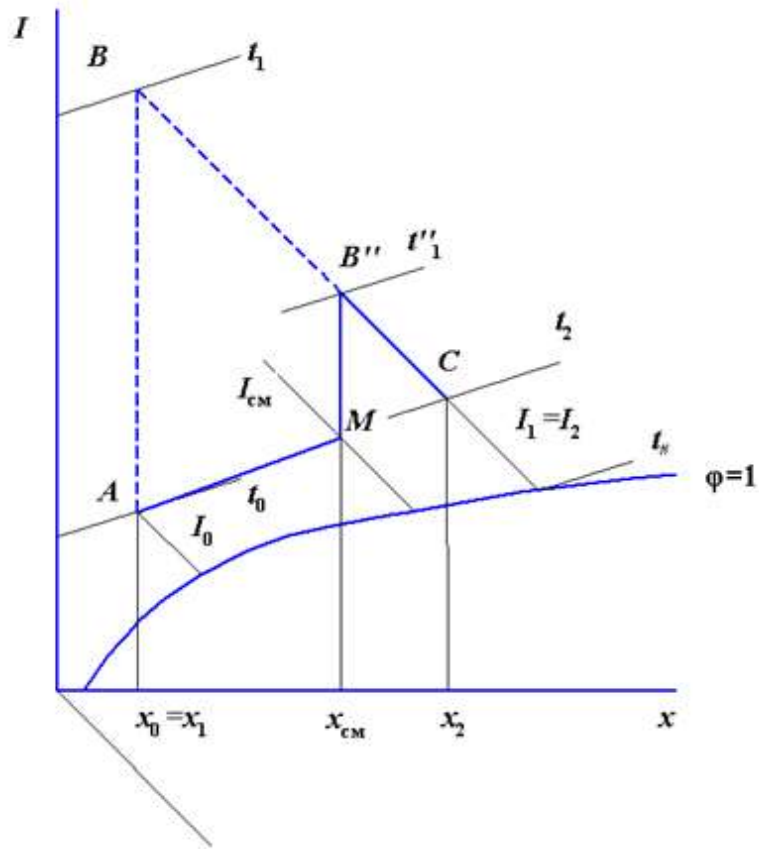


Рисунок 4.3 – Процес сушіння з рециркуляцією частини спрацьованого повітря

Тоді питома витрата сухого повітря становитиме:

$$l'' = \frac{1}{x_2 - x_{\text{cm}}}$$

Витрата суміші, що поступає в сушарку:

$$L'' = W \cdot l''$$

Витрата атмосферного повітря:

$$L = 0,25L''$$

Питомі витрати теплоти:

$$q = \frac{I_2 - I_{cm}}{x_2 - x_{cm}}$$

Витрата теплоти:

$$Q = W \cdot q$$

Порівняння процесів проводять за витратами повітря та теплоти. Також розраховується потенціал сушіння:

а) для нормального процесу сушіння:

$$\chi_1 = \frac{(t_1 - t_M) - (t_2 - t_M)}{\ln\left(\frac{(t_1 - t_M)}{(t_2 - t_M)}\right)}$$

б) для процесу з проміжним підігріванням повітря:

$$\chi'_2 = \frac{(t'_1 - t'_M) - (t_2 - t'_M)}{\ln\left(\frac{(t'_1 - t'_M)}{(t_2 - t'_M)}\right)}$$

$$\chi''_2 = \frac{(t'_1 - t_M) - (t_2 - t_M)}{\ln\left(\frac{(t'_1 - t_M)}{(t_2 - t_M)}\right)}$$

$$\chi_2 = \frac{\chi'_2 + \chi''_2}{2} \quad )$$

в) для процесу з рециркуляцією:

$$\chi_3 = \frac{(t_1'' - t_M) - (t_2 - t_M)}{\ln\left(\frac{(t_1'' - t_M)}{(t_2 - t_M)}\right)}$$

На діаграмі I – d зобразити процес дійсного і теоретичного сушіння.

#### 4.5 Перелік посилань

1. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К.:НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К.:НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов. – Л.: Химия, 1987. -576 с., ил.
4. <http://um.co.ua/8/8-6/8-61848.html>

#### 4.6 Додатки до практичного заняття

##### Властивості насиченої водяної пари в залежності від температури Перерахунок в СІ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

Температура °С	Тиск (абсолютний), кгс/см <sup>2</sup>	Питомий об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома ентальпія рідини $i'$ , кДж/кг	Питома ентальпія пари $i''$ , кДж/кг	Питома теплота пароутворення $r$ , кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00464	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194

## Властивості насиченої водяної пари в залежності від температури

Перерахунок в СІ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

Температура °С	Тиск (абсолютний), кгс/см <sup>2</sup>	Питомий об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома ентальпія рідини $i'$ , кДж/кг	Питома ентальпія пари $i''$ , кДж/кг	Питома теплота пароутво- рення $r$ , кДж/кг
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

**Властивості насиченої водяної пари в залежності від температури**  
**Перерахунок в СІ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$**

Тиск (абсолютний)	Температура, °С	Питомий об'єм, м <sup>3</sup> /кг	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Питома ентальпія рідини $i'$ , кДж/кг	Питома ентальпія пари $i''$ , кДж/кг	Питома теплота пароутворення $r$ , кДж/кг
0,01	6,6	131,60	0,00760	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	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	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
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040

**Фізичні властивості води (на лінії насичення)**

**Перерахунок в СІ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$**

$p$ , кг/см <sup>2</sup>	$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$i$ , кДж/кг	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3$ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^4$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4 \text{ K}^{-1}$	$\sigma \cdot 10^4$ , кг/см <sup>2</sup>	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	+ 0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	50,9	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	607	4,31
1	50	993	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	083	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	5,70	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	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	262	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,263	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,0	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,7,2	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
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	460	1,10
8,08	170	897	713	4,40	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

# I-D діаграма

