



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

ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ: ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського як
навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю
161 «Хімічні технології та інженерія»,
освітні програми
«Хімічні технології неорганічних речовин та водоочищення»,
«Хімічні технології косметичних засобів та харчових добавок»,
«Хімічні технології органічних речовин»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2022

Процеси та апарати хімічних виробництв: Практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 161 «Хімічні технології та інженерія», освітні програми «Хімічні технології неорганічних речовин та водоочищення», «Хімічні технології косметичних засобів та харчових добавок» та «Хімічні технології органічних речовин» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: А.Р. Степанюк, О.А. Новохат - Електронні текстові данні (1 файл: 3,56 Мбайт).- Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, - 93 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 3 від 01 грудня 2022 р.)
за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету
(протокол № 9 від 26 вересня 2022 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ: ПРАКТИКУМ НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Укладачі: Андрій СТЕПАНЮК, канд. техн. наук, доц.
Олег НОВОХАТ, канд. техн. наук, доц.

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

Рецензент: *Чемерис А.О.*, канд. техн. наук, доц.

У навчальному посібнику викладено матеріали для проведення практичних занять: гідравлічний розрахунок технологічної лінії і вибір відцентрового насосу, розрахунок кожухотрубного теплообмінника, розрахунок трьохкорпусної випарної установки, розрахунок сушильного апарату. До кожного з розрахунків наведено короткі теоретичні відомості, завдання, порядок розрахунку, перелік посилань та в кінці необхідні для розрахунків додатки з довідковими даними.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ВИБІР ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ	6
1.1 Вступ.....	6
1.2 Теоретичні відомості	6
1.3 Завдання	18
1.4 Порядок розрахунку	19
2 РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННИКА	23
2.1 Вступ.....	23
2.2 Теоретичні відомості	23
2.3 Завдання	34
2.4 Порядок розрахунку	35
3 РОЗРАХУНОК ТРИКОРПУСНОЇ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ	43
3.1 Вступ.....	43
3.2 Теоретичні відомості	43
3.3 Завдання	57
3.4 Порядок розрахунку	58
4 РОЗРАХУНОК СУШИЛЬНОГО АПАРАТУ	70
4.1 Вступ.....	70
4.2 Теоретичні відомості	70
4.3 Завдання	73
4.4 Порядок розрахунку	73
Перелік посилань	78
ДОДАТКИ	81
Додаток А	81
Додаток Б	82
Додаток В.....	83
Додаток Г	85
Додаток Д	86
Додаток Е.....	87

Додаток Ж.....	88
Додаток И	90
Додаток К.....	91
Додаток Л	92
Додаток М.....	93

ВСТУП

Для створення єдиного уявлення про умови протікання процесів теплопередачі у хімічній технології необхідне розуміння основних понять, гіпотез, аксіом, фундаментальних законів та деяких аспектів їх дослідження з історичної точки зору. Теплообмінні процеси є базовою інженерною дисципліною, особливо для студентів, які навчаються за спеціальністю 161 «Хімічні технології та інженерія».

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

Сучасна промисловість характеризується широким використанням різноманітного теплообмінного обладнання. Тому мета цього навчального посібника – узагальнення методик розрахунку теплообмінних апаратів, що є актуальним у наш час.

Наведені методи розрахунків базуються на сучасному уявленні про закономірності теплообміну. Викладені методики дозволяють не лише оволодіти техніками розрахунків теплообмінних апаратів, але і провести аналіз впливу різноманітних факторів на їх основні характеристики.

1 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ВИБІР ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

1.1 Вступ

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

Мета роботи: підбір обладнання для забезпечення необхідних витрат сировини.

Задачі роботи:

- виконати альбом конструкцій, у якому навести класифікацію насосів та опис щонайменше 10 насосів;
- вибрати діаметр трубопроводу;
- визначити втрати на тертя та на місцеві опори;
- вибрати насос;
- визначити граничну висоту всмоктування;
- презентувати виконану роботу.

При складанні методичних вказівок було використано літературу [1-9]

1.2 Теоретичні відомості

Гідравлічними машинами називають апарати, які передають середовищу, що протікає через них, механічну енергію (насоси) або отримують від середовища частину енергії та передають її робочому органу для корисного використання (гідродвигун).

Насоси та гідромотори застосовують також у 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, редуктори тощо) *мають ряд переваг*:

- більш плавна робота;
- можливість безступінчастого регулювання;
- менша залежність моменту на вихідному валу від навантаження, прикладеного до виконавчого органу;
- можливість передачі значних потужностей;
- малі габаритні розміри;
- висока надійність.

Ці переваги призвели до великого поширення гідропередач, незважаючи на менший, порівняно з механічними передачами, ККД.

Все насосне обладнання, призначене для перекачування, можна поділити на два види залежно від характеру впливу робочих органів насоса на рідину:

- динамічні:
 - відцентрові;
 - осьові;
 - вихрові;
 - шнекові або черпакові;
 - струменеві;
- об'ємні:
 - поршневі;
 - мембранні;
 - гвинтові;
 - шестерні;
 - коловоротні;

- шлангові;
- шиберні.

Подача – це об'єм рідини, що подається насосом за одиницю часу. Виражається в м³/год або в л/с. Позначається Q.

Напір – це різниця питомих енергій рідини після та до насоса, виражена в метрах водного стовпа. Позначається Н. У насосах об'ємного типу відповідну функцію виконує тиск, виражений в атмосферах або в МПа.

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

Кавітація – утворення між потоками рідини порожнин, заповнених газоподібними речовинами, тобто порушення суцільності рідини. Кавітація призводить до швидкого зношування насосів та іншої апаратури, до їх руйнування через вібрації. При появі ознак нестійкої роботи насоса на це слід звертати увагу.

На всмоктувальну здатність насоса негативно впливають такі чинники:

- висока температура рідини (більше 60°C);
- порушення щільності фланцевих з'єднань та вузлів запірної арматури на всмоктувальній лінії;
- малий діаметр та велика довжина всмоктувальної лінії;
- засмічення всмоктувальної лінії.

Регулювання роботи насоса – це процес зміни співвідношення між подачею та напором. Регулювання роботи насоса *може бути здійснене двома методами:*

1. конструктивна зміна характеристики насоса;
2. зміна умови роботи системи «насос-мережа».

Універсальним методом зміни характеристики насоса, як для динамічних, так і для об'ємних типів обладнання, є зміна числа обертів приводу. При цьому слід враховувати, що подача знаходиться в прямій

залежності від числа обертів, а напірна характеристика (у відцентрових) – у квадратичній залежності.

На практиці регулювання числа обертів здебільшого відбувається за допомогою гідромурт, електромагнітних муфт ковзання (ЕМК) або електроприводу (тресторонні перетворювачі та синхронні електродвигуни). Позитивною особливістю цього методу є те, що на групу насосів достатньо мати один регульовальний. Це істотно знижує витрати.

Широко поширеним методом регулювання характеристик відцентрового насоса є зміна діаметра робочого колеса. Напір насоса знаходиться у квадратичній залежності від діаметра робочого колеса.

Зменшення діаметру робочого колеса може значно змінити поле роботи насоса. Щоб отримати потрібний напір, необхідно скористатися співвідношенням:

$$\frac{H}{h} = \left(\frac{D}{d}\right)^2,$$

де H та D – напір та діаметр до обточування, а h та d – відповідні параметри після обточування.

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

Також регулювання роботи відцентрового насоса можливе за рахунок зміни умов роботи насоса на мережу. Якщо змінити опір мережі (наприклад, прикривши вентиль), то насос зменшить подачу, оскільки буде змушений додатково долати опір вентиля.

Є ще один спосіб зміни умов роботи насоса на мережу – байпасування, тобто встановлення регульованого або нерегульованого перепуску (байпаса) з напірної лінії на всмоктування. Для насоса це аналогічно зниженню опору, тобто відбувається зниження напору. Для споживчої мережі це аналогічно зниженню подачі.

Споживача найчастіше цікавить насосна система, що забезпечує потрібний напір та подачу. Такою системою виступає насосна станція. Питання регулювання напору та подачі вирішується за рахунок з'єднання насосів паралельно чи послідовно.

При паралельному з'єднанні насосів додається подача, при послідовному – тиск. Якщо на насосній станції необхідно отримати певні робочі параметри, 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 застосовується рідше. На практиці це здійснюється через каскади насосних станцій.

Проблема відсутності необхідного за проектом насосу часто постає перед споживачем через дефіцит чи зняття потрібної моделі з виробництва без надання відповідної заміни. Тому слід враховувати можливість паралельного та послідовного з'єднання.

Слід зауважити, що поєднання відцентрових насосів з пологою напірною характеристикою не збільшує показники удвічі. Це відбувається з наступних причин:

- при паралельному з'єднанні не вдається плавно з'єднати потоки, напірні трубопроводи зменшуються для зручності монтажу, додаються зайві повороти. Все це є додатковим опором і зменшує загальну подачу насосів;
- при послідовному з'єднанні насосів зменшення напору спричинене втратами на проміжних ділянках між насосами. Це виникає через наявність арматури на проміжних ділянках і зменшеним діаметром трубопроводів, які відповідають діаметру всмоктувального патрубку приймаючого насосу.

У сучасній техніці застосовується велика кількість різновидів машин. Найбільшого поширення для водозабезпечення населення отримали лопатеві насоси. Робочим органом лопатевої машини є робоче колесо, що обертається, на яке кріпляться лопаті.

Лопатеві насоси поділяються на відцентрові та осьові.

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

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

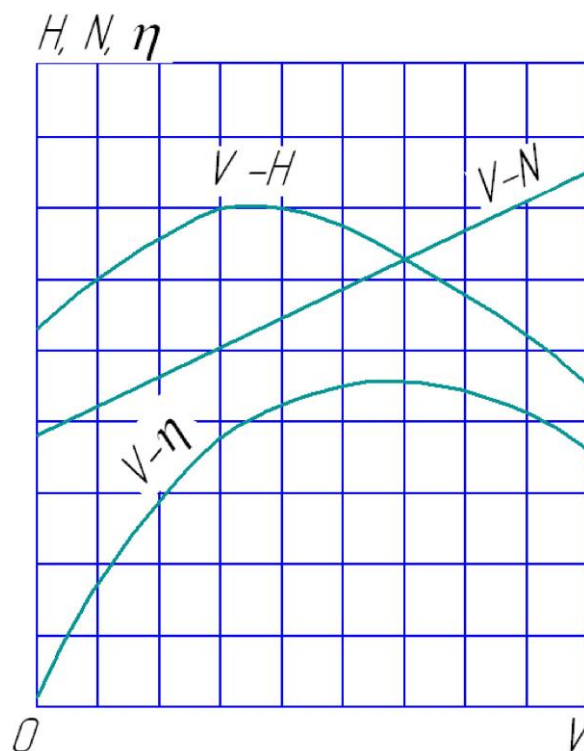


Рисунок 1.1 – Енергетичні характеристики відцентрового насоса

Основною серед енергетичних характеристик насоса вважають залежність напору від продуктивності ($V-H$), оскільки витрати потужності та

ККД є наслідками роботи зі створення подачі та напору, які, відповідно, і є метою застосування насоса.

При зміні в незначних межах числа обертів відцентрового насоса (у 1,5...2 рази) його подача, напір та потужність змінюються за законами пропорційності:

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

З рисунка 1.1 видно, що зі збільшенням подачі потужність, що споживається насосом, безперервно зростає. При закритому вентилі на нагнітальному трубопроводі $V = 0$, тож насос споживає мінімальну кількість енергії, тобто має мінімальну потужність (лише на подолання тертя в підшипниках і сальникових ущільненнях та на переміщення рідини в корпусі насоса). Тому, щоб не перевантажувати двигун, відцентровий насос слід запускати при закритій засувці.

Вибір насоса та встановлення числа його обертів залежить від умов роботи насоса на мережу. Ці умови визначаються так званою характеристикою мережі $V \sim H_c$, тобто залежністю між витратами та напором мережі, необхідним для подолання всіх опорів даного трубопроводу. У нестискуваній рідині:

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

Враховуючи, що швидкість рідини з урахуванням витрат $w = \frac{V}{S}$, маємо:

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

де $k = \frac{(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi)}{2 \cdot g \cdot S^2}$ – величина, що має майже постійне значення для даного трубопроводу (мережі).

Отриманий вираз:

$$H = k \cdot V^2 + b$$

в координатах $H-V$ 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; $H_{\text{дод}}$ – напір).

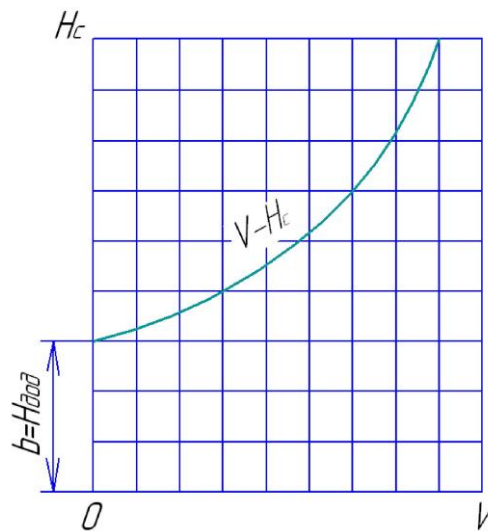


Рисунок 1.2 Характеристика трубопроводу (мережі)

Характеристику насоса і мережі може бути наведено в одній системі координат (рисунок 1.3). Перетин характеристик насоса $V-N$ і мережі $V-h_c$ визначає так звану «робочу точку». Вона вказує на умови спільної роботи системи «насос-трубопровід (мережа)». У цій точці всі гідравлічні опори трубопроводу долаються напором, створеним насосом. Вертикальна пряма, проведена через робочу точку перетинає характеристики насоса $V-N$, $V-\eta$ і вісь абсцис у точках, що визначають показники роботи насоса. Положення робочої точки дозволяє зробити висновок про ступінь використання можливостей насоса в даних умовах.

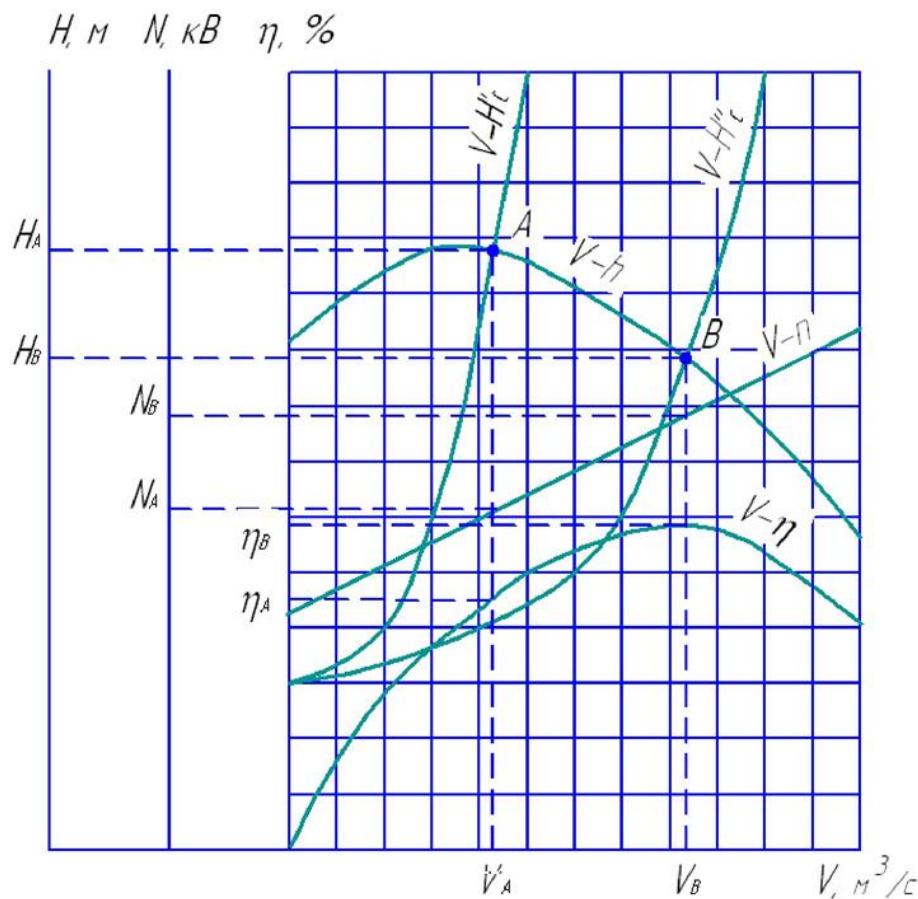
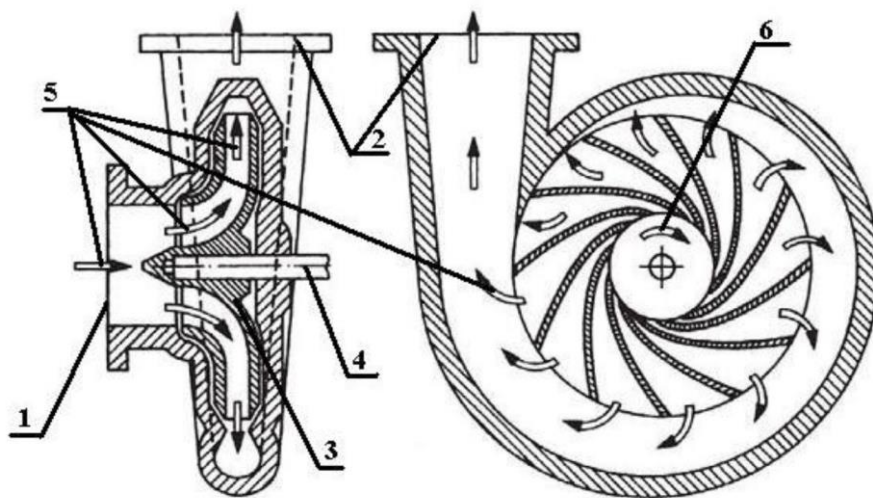


Рисунок 1.3 – Характеристики насоса і мережі, зображені в одній системі координат

На рисунку 1.4 зображена найпростіша схема відцентрового насоса. Одноступінчастий відцентровий насос має равликopodobний канал, всередині якого знаходиться робоче колесо 3. Воно встановлено на валу 4 та складається з одного чи двох дисків, поєднаних лопатками, плавно вигнутими в сторону, протилежну напрямку обертання колеса. Рідина подається по всмоктувальному патрубку 1 та відводиться по нагнітальному патрубку 2. Рідина, що знаходиться між ними, обертається разом з робочим колесом. При цьому кожна частинка рідини має складну траєкторію переміщення. По-перше, відцентрова сила, що відкидає рідину, змушує її рухатися радіально, вздовж лопаток від осі колеса до периферії. По-друге, рідина, захоплена лопатками колеса, крім радіальної швидкості, набуває ще й оберткової швидкості, однакової зі швидкістю колеса. Враховуючи, що обертובה швидкість на периферії більша, то рівнодіюча швидкість рідини на виході з

колеса більша, ніж на вході. Таким чином рідина, що проходить через робоче колесо відцентрового насоса, набуває додаткової енергії.



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

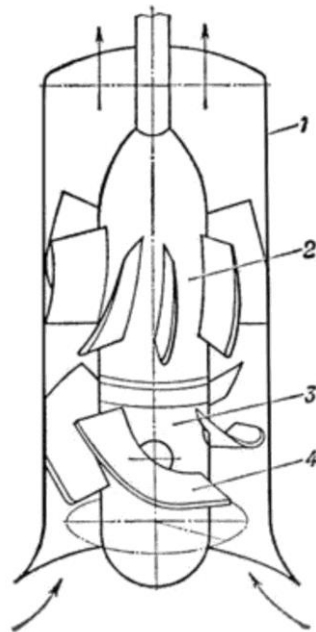
Рисунок 1.4 – Схема відцентрового насоса

При обертанні колеса на кожну частинку рідини, що знаходиться всередині колеса, діє відцентрова сила, котра 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 створюється розрідження, а на периферії – надлишковий тиск. Рух рідини всмоктувальним трубопроводом відбувається внаслідок різниці тисків над вільною поверхнею рідини в приймальному резервуарі і в центральній області, де є розрідження.

Рідина, що відкидається з периферії робочого колеса надходить у 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 потенціальну енергію тиску, що супроводжується збільшенням напору (тиску) рідини.

Для правильної експлуатації відцентрових насосів та їх належного підбору слід знати як змінюються основні параметри насосів при різних умовах їх роботи.

В осьовому лопатевому насосі рідина переміщується здебільшого вздовж 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 встановлена втулка 3, на якій закріплено кілька лопатей 4 та осьовий направляючий апарат 2, за допомогою якого усувається закручення рідини і її кінетична енергія перетворюється в енергію тиску.

Осьові насоси застосовують при великих подачах та малих тисках.

Осьові насоси можуть бути жорстко-лопатеві, в яких положення лопатей робочого колеса не змінюється, і поворотно-лопатевими, в яких положення лопатей робочого колеса може регулюватися.

Нині позначення відцентрових насосів приведено у відповідність до міжнародних стандартів ISO 2853.

Наприклад, назва насоса X100-65-250 К-СД означає:

X – тип насоса;

100 – діаметр всмоктувального патрубку, мм;

65 – діаметр напірного патрубку, мм;

250 – номінальний діаметр робочого колеса, мм.

Якщо попередні позначення змінювалися без істотної зміни конструкції, то введення стандарту ISO потребувало значно змінити конструкцію відповідно до вимог цього стандарту.

Основною відмінністю та перевагою конструкцій відцентрових насосів (з осьовим входом рідини Б робоче колесо), розроблених відповідно до міжнародних стандартів ISO, є те, що демонтаж насоса можна здійснювати без від'єднання напірного та всмоктувального трубопроводу. При цьому трубопроводи кріпляться до корпусу, а робочі органи (робоче колесо) виймається з боку двигуна, що передбачається конструкцією з'єднувальної муфти між насосом і двигуном.

Подальша індексація позначає:

Індекс обточування робочого колеса. Як правило, більше двох обточувань не буває, тому вони позначаються А і Б. якщо колесо без обточування – індексу немає.

К – матеріал проточної частини. У зв'язку з різноманіттям середовищ, що потребують перекачування, у насосах застосовується значна кількість матеріалів, для яких є такі позначення:

- А – вуглецева сталь;
- В – чавун, в тому числі сірий (як правило цей матеріал не вказується);
- Б – бронза;
- Д – хромовий чавун типу 4Х28 або хромиста сталь типу 20Х13Л;
- К – хромонікелева сталь типу 12Х18Н9Т;

- Е – хромонікельмолібденова сталь типу 10Х17Н13М2Т;
- І – хромонікельмолібденомелиста сталь типу 06ХН28МДТ;
- М – хромнекелькремниста сталь типу 15Х18Н12С4ТЮ;
- Н – сплав на нікелевій основі;
- Т – титан та його сплави;
- Ю – сплави алюмінію;
- Л – силіцієвий чавун типу 4С-15;
- П – пластмаси;
- Р – гумове покриття;
- Ф – кераміка, фарфор;
- Г – графіт.

Для якісної оцінки впливу рідини на матеріал насоса введено водневий показник рН. Ця величина показує міру активності іонів гідрогену в розчині.

Позначення за видом 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 означає, що можливе застосування обох видів (перевага надається тому що поза дужками)

1.3 Завдання

Розрахувати та підібрати відцентровий насос для подачі $G = 5 + 0,15n$ 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 ($p_2 = p_1 + 0,1$ МПа). Температура розчину $t = 10 + 0,5n$ °С. Довжина всмоктувальної та нагнітальної лінії та місцеві опори показані на схемі (рисунок 1.6). Геометрична висота підйому $H_r = 5 + 0,05n$ м.

При розрахунках всі величини слід переводити в система СІ.

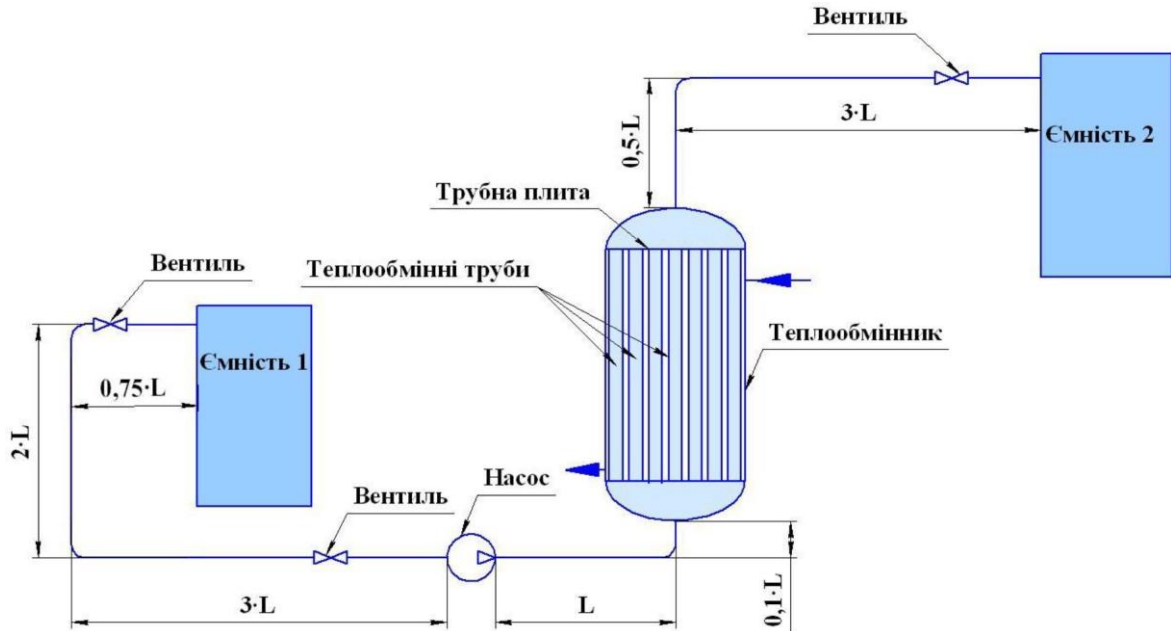


Рисунок 1.6 – Схема трубопроводів для розрахунку насоса

1.4 Порядок розрахунку

Вибір діаметра трубопроводу.

Внутрішній діаметр трубопроводу може бути визначений за формулою, м:

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi\rho w_0}}$$

де G – витрата (видаток) рідини, кг/с; ρ – густина рідини, кг/м³; w_0 – припущена швидкість рідини в трубопроводах, м/с.

Видаток заданий умовою, густина визначається за таблицею (Додаток А). Швидкість середовища в трубопроводах доцільно обирати, відповідно до таких рекомендацій:

Середовище w_0 , 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 обрати швидкість однаковою у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах.

Після розрахунку діаметра трубопроводу слід прийняти стандартні розміри внутрішнього діаметру трубопроводу з такого ряду, мм: 19, 28, 32, 39, 51, 81, 98, 121, 147, 207, 257, 313, 359, 406, 506.

Після вибору діаметру трубопроводу необхідно уточнити швидкість рідини в трубопроводах, м/с:

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

Визначення витрат на тертя та місцеві опори.

Втрати тиску визначаються за формулою, Па:

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

Оскільки $\Delta p = \rho gh$, то втрати напору складають, м:

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

де l – довжина трубопроводу, м; λ – коефіцієнт тертя; ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Витрати напору визначаються окремо у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах. Для цього l визначається за рисунком 1.6.

Коефіцієнт тертя розраховується залежно від режиму руху рідини, котрий визначається за значенням критерію Рейнольдса:

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

де ν – коефіцієнт в'язкості (додаток Б).

При ламінарному режимі руху середовища ($Re < 2300$) коефіцієнт тертя визначається за формулою:

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

При турбулентному:

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

де $\varepsilon = \frac{e}{d}$ – відносна шорсткість, де e – абсолютна шорсткість стінок. Для сталевих трубопроводів з незначною корозією $e = 0,2$ мм.

Коефіцієнти місцевих опорів визначаються залежно від виду опорів. У даній схемі (рисунок 1.6) наявні такі опори:

- вхід у трубу (з гострими кромками) – 0,5;
- вентиль (залежить від діаметра труби):

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

- коліно під кутом 90° – 1,6;
- вихід з труби – 1.

Маючи всі дані, визначаються окремо втрати опорів у всмоктувальному та нагнітаючому трубопроводах, м:

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

Потім визначається їх сума, м:

$$h_{зг} = h_{всмोक} + h_{нагн}$$

Вибір насоса.

Насос обирається за продуктивністю та потужністю.

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

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_r + h_{зг}$$

Корисна потужність визначається як, Вт:

$$N_k = \rho g H Q = g H G$$

де $Q = \frac{G}{\rho}$ – об'ємний видаток, м³/с.

Потужність на валу двигуна, Вт:

$$N_d = \frac{N_k}{\eta_n \eta_p}$$

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

Потужність, що споживається з мережі, Вт:

$$N_m = \frac{N_d}{\eta_d}$$

де $\eta_d = 0,8$ – ККД двигуна.

З урахуванням запасу міцності, потужність установки приймається:

$$N_y = 1,5 N_m$$

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

Розрахунок граничної висоти всмоктування.

Запас напору для уникнення кавітації визначається за формулою, м:

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

Гранична висота всмоктування, м:

$$H_{bc} \leq \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} + h_{всмोक} + h_z \right)$$

де p_a – атмосферний тиск, Па; p_t – тиск насиченої пари за робочої температури (додаток Г).

Насос має розташовуватися не вище вказаної величини над рівнем рідини в ємності.

2 РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННИКА

2.1 Вступ

Метою роботи є набуття практичних умінь виконання параметричних розрахунків теплообмінника.

Завданнями розрахункової роботи є:

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

При складанні методичних вказівок було використано джерела [1-2, 10-14].

2.2 Теоретичні відомості

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.

У **поверхневих теплообмінниках** теплоносії розділені стінкою та обмінюються теплом через поверхню теплообміну. Поверхневі теплообмінники бувають двох типів: *рекуперативні* та *регенеративні*.

Рекуперативні теплообмінні апарати (ТА) – це ті, у яких теплоносії одночасно рухаються з різних сторін поверхні теплопередачі та обмінюються

теплом через роздільну стінку. Цей вид теплообмінного обладнання найчастіше застосовується у хімічній газо- та нафтопереробній, енергетичній та інших галузях промисловості.

Регенеративні теплообмінники – це такі, у яких теплообмінна поверхня по черзі омивається спочатку гарячим, а потім холодним теплоносієм. 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 певної температури та накопичення певного запасу тепла. Через деякий проміжок часу відбувається автоматичне перемикавання регулювальних клапанів і в апарат надходить холодний теплоносій, що контактує з нагрітою поверхнею насадки, сам нагрівається та одночасно охолоджує 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 газорозподільних установках та в металургійній промисловості.

У **контактних теплообмінниках** перенесення тепла відбувається в результаті безпосереднього контакту гарячого та холодного теплоносіїв. У контактних теплообмінниках теплоносії, як правило, перебувають у різних фазових станах (газ-рідина, газ-тверда речовина тощо). Процеси теплообміну можуть проходити як без зміни, так і зі зміною агрегатного стану середовищ.

За цільовим призначенням (основним завданням ТА) розрізняють такі рекуперативні теплообмінники:

- власне теплообмінники;
- підігрівники;
- холодильники;
- охолоджувачі-конденсатори;
- конденсатори;
- випарники;

- випарники-конденсатори тощо.

Технологічне призначення кожухотрубних теплообмінників зазвичай 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 призначені для охолодження робочих середовищ, у **холодильниках-конденсаторах** одночасно з охолодженням відбувається часткова або повна конденсація теплоносія.

Для **конденсаторів** основним завданням процесу є конденсація пари (газу).

Основним завданням процесу у **випарнику** є випаровування робочого середовища (холодного теплоносія).

У **випарниках-конденсаторах** по обидві сторони поверхні теплопередачі теплоносії змінюють свій агрегатний стан.

В залежності від агрегатного стану теплоносіїв розрізняють 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 тощо);
- зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв (конденсатор-випарник).

За способом утворення теплообмінної поверхні розрізняють:

- апарати, виготовлені з труб (трубні, кожухотрубні, зміювикові, кручені та інші);
- апарати, виготовлені з листового прокату (пластинчасті, спіральні, ламельні тощо).

За орієнтацією теплообмінної поверхні розрізняють вертикальні, горизонтальні 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:

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

Окремі види теплообмінників мають додаткові класифікаційні ознаки.

Теплове навантаження теплообмінника визначається з рівняння теплового балансу, Вт:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1п} - t_{1к})$$

$$Q_2 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2п} - t_{2к})$$

Рівняння можна застосовувати лише в тому випадку, якщо теплоносій не змінює свого агрегатного стану. У протилежному випадку (за наявності процесів кипіння чи конденсації) теплове навантаження визначається з рівнянь, Вт:

$$Q_1 = G_1 \cdot r_1$$

$$Q_2 = G_2 \cdot r_2$$

Або можна застосовувати більш загальні рівняння, Вт:

$$Q_1 = G_1 \cdot (i_{1к} - i_{1п})$$

$$Q_2 = G_2 \cdot (i_{2к} - i_{2п})$$

У наведених формулах індекс «1» відповідає гарячому теплоносієві, а «2» – холодному. Це загальноприйнятий стандарт. Індокси «п» та «к» визначають значення параметрів на вході та виході з теплообмінника, відповідно (п – початковий, к – кінцевий). G – витрата теплоносія, кг/с; c_p – питома теплоємність, Дж/(кг·К); r – питома теплота фазового переходу, Дж/кг; i – ентальпія теплоносія, Дж/кг.

При протитечії та прямотечії за умови $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2$ середню різницю температур визначають як середньо-логарифмічну з більшої й меншої температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$$

Якщо ж $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2$ середню різницю температур визначається як середньо-арифметичну з більшої та меншої різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2}$$

При прямоточі значення Δt_6 і Δt_m визначаються як:

$$\Delta t_6 = t_{1n} - t_{2n}$$

$$\Delta t_m = t_{1k} - t_{2k}$$

При протитоці Δt_6 і Δt_m визначається залежно від співвідношення добутків $G_2 c_{p2}$ і $G_1 c_{p1}$:

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

$$\Delta t_{\text{сер}} = \Delta t_6 = \Delta t_m$$

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

$$\Delta t_M = t_{1K} - t_{2П}$$

$$\Delta t_6 = t_{1П} - t_{2K}$$

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

$$\Delta t_6 = t_{1П} - t_{2K}$$

$$\Delta t_M = t_{1K} - t_{2П}$$

У розрахунковій практиці часто середню температуру теплоносія з меншим перепадом температур вздовж апарату визначають як середньо-логіфімічну, а середню температуру іншого теплоносія – з відомої величини Δt_{cp} , користуючись співвідношенням:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp1} - \Delta t_{cp2}$$

Поверхня теплообміну розраховується з основного рівняння теплопередачі, м²:

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

де F_{op} – орієнтовна поверхня теплообміну, м²; K_{op} – орієнтовний коефіцієнт теплопередачі (див. табл 2.1), Вт/(м²К); Δt_{cp} – середня різниця температур теплоносія, К.

Таблиця 2.1 – Рекомендовані орієнтовні середні значення теплопередачі

№ п/п	Вид теплообміну	Вимушений рух	Вільний рух
1	Від газу до газу (за низьких тисків)	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 газу, який конденсується, до води (конденсатори, водонагрівачі)	800-3500	300-1200
7	Від газу, що конденсується органічною рідиною (нагрівачі)	120-340	60-170

8	Від газу, який конденсується до води (конденсатори)	300-800	230-460
---	---	---------	---------

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

Таблиця 2.2 – Орієнтовні значення коефіцієнту теплопередачі

	$K_{op},$ $Вт/м^2К$	q ($Вт/м^2$) 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 насичених 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 необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки α_1 та від стінки до холодного теплоносія α_2 , а також термічний опір самої стінки, на якій у процесі експлуатації утворюється шар забруднень. Коефіцієнти тепловіддачі визначаються за критерієм Нуссельта. Останній розраховується залежно від умов тепловіддачі за одним 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 GrPr	Значення $Pe \frac{d}{L}$	
Re > 10000 будь-яке	-	-	$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}$
Re > 3500 горизонтальне	< 13 · 10 ⁶	-	$Nu = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^n$
Re < 3500 горизонтальне	< 13 · 10 ⁶	20-120	$Nu = 0,8 \left(Pe \frac{d}{L}\right)^{0,4} (GrPr)^{0,1} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14}$
		≤ 10	$Nu = 0,5 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{L}\right)$
Re < 2300 будь-яке	< 8 · 10 ⁵	≥ 20	$Nu = 1,55 \left(Pe \frac{d}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14}$
		< 20	$Nu = 3,66$
2300 < Re < 10000 вертикальне вимушена та вільна конвекція не співпадає	1,5 · 10 ⁶ - 12 · 10 ⁶	-	$Nu = 0,037Re^{0,75}Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^n$ де при нагріванні n=0,14, а при охолодженні – 0,25.

Середні коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній стінці при турбулентному режимі течії у каналах кільцевого поперечного перерізу можна розрахувати за залежністю [1, 10, 11]

$$Nu = 0,017Re^{0,8}Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} \left(\frac{D_1}{d_2}\right)^{0,18}$$

Визначальна температура в цьому випадку – 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 використовувати формулу:

$$Nu = 3,66 + 1,2 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \left[1 + 0,14 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)\right] \cdot \left\{ \frac{0,19 \cdot \left[Pe \cdot \frac{d_e}{L}\right] \cdot 0,8}{1 + 0,117 \cdot \left[Pe \cdot \left(\frac{d_e}{L}\right)^{0,46}\right]} \right\}$$

Дану формулу можна застосовувати в межах: $Re < 230$, $0,1 < Pr < 10^3$, $0 < \frac{d_2}{d_1} < 1$. У наведених формулах визначальний розмір – еквівалентний діаметр, визначальна температура – середня температура теплоносія.

В залежності від режиму руху рідини, критерій Нуссельту визначається з наступних залежностей:

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

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

при $Re > 1000$ для коридорного розташування пучків:

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

для шахового розташування пучків

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

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовують формулу:

$$\alpha_{еф} = \frac{Nu \cdot \lambda}{\alpha}$$

Визначальна температура в даному випадку середня температура рідини. Визначальний розмір – зовнішній діаметр труби.

Швидкість визначається за формулою:

$$\omega = \frac{V}{S_{с.р.}}$$

де $S_{с.р.}$ – прохідна площа міжтрубного перетину, котра береться з довідників.

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

$$Nu = 0,35Re^{0,6}$$

Поперечні перегородки розташовують у міжтрубному просторі на такій відстані одна від одної, щоб живий перетин повздовжнього потоку в сегментному вирізі перегородки був рівний живому перетину поперечного потоку на краю перегородки. При виконанні цієї умови для стрілки сегмента $b = 0,25D_{вн}$ відстань між перегородками буде:

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

де ψ – коефіцієнт, що залежить від зовнішнього діаметра та кроку труб:

$$\psi = \frac{1 - \left(\frac{d}{t}\right)}{1 - 0,9\left(\frac{d}{t}\right)^2}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового режиму кипіння у великому об'ємі можна визначити з наступної залежності, запропонованої Кружиліним, Вт/м²К:

$$\alpha = 7,77 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\rho_n r}{\rho_p - \rho_n}\right)^{0,033} \left(\frac{\rho_p}{\sigma}\right) \frac{\lambda_p^{0,75}}{\mu_p^{0,45} c_{p_p}^{0,12} T_s^{0,37}} q^{0,7}$$

де ρ_p, ρ_n – густини рідкої та парової фаз, кг/м³; r – теплота пароутворення, Дж/кг; σ – поверхневий натяг на границі розподілу між рідиною та паром, Н/м або кг/с²; λ_p – теплопровідність рідини, Вт/(м·К); μ_p – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, Па·с; c_{p_p} – теплоємність рідини, Дж/кгК; T_s – температура кипіння, К; q – теплове навантаження поверхні нагріву, Вт/м².

Всі фізичні параметри у формулі визначаються за температури кипіння рідини.

Коефіцієнти тепловіддачі при конденсації насиченої пари на зовнішній поверхні труби визначається з критеріального рівняння типу:

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

де $Ga = \frac{gl^3}{\nu^2}$ – критерій Галілея; $Pr = \mu C_p$ – критерій Прандтля; $\Pi = \frac{r}{C_p \Delta t}$ – критерій фазового переходу.

Для вертикальної поверхні рівняння мають вигляд:

$$Ga \cdot Pr \cdot \Pi < 10^{15} \quad Nu = 1,15 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \Pi)^{0,25}$$

$$Ga \cdot Pr \cdot \Pi > 10^{15} \quad Nu = 0,0646 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot \Pi)^{0,33}$$

Визначальний розмір – висота труби.

Для горизонтального розташування труб:

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

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 :

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

де значення λ , ρ , g , μ береться за температури $t_{пл} = 0,5 t_{конд} - t_{ст}$ в одиницях СІ.

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

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

де значення λ , ρ , g , μ береться за температури $t_{конд}$ в одиницях СІ; величина поправки ε , що враховує вплив числа труб, береться з графіка на рисунку 2.1; $\varepsilon_t = 1$ для води.

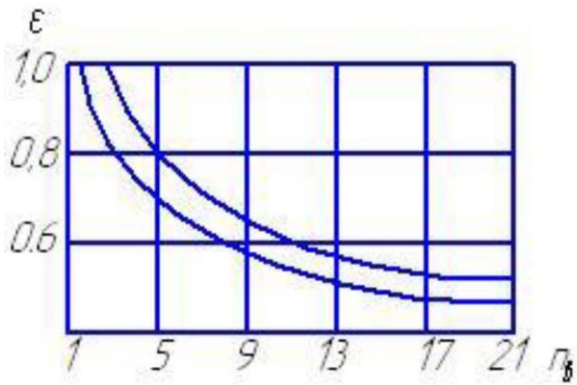


Рисунок 2.1 – Залежність поправки ϵ від числа труб для коридорного та шахового розташування труб

2.3 Завдання

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	$G=5+0,15n$, кг/с
Концентрація розчину гідроксиду натрію	$B=2n\%$
Початкова температура розчину	$t_{1п} = 50 + 0,5 \cdot n$, *C
Кінцева температура розчину	$t_{1п}$ – температура кипіння за даної концентрації, *C (додаток Д)
Гріючий агент	насичена водяна пара
Температура гріючої пари	$t_{п}$ – вибирається на 15°C вищою за температуру кипіння розчину

При розрахунках всі величини перевести в систему СІ.

2.4 Порядок розрахунку

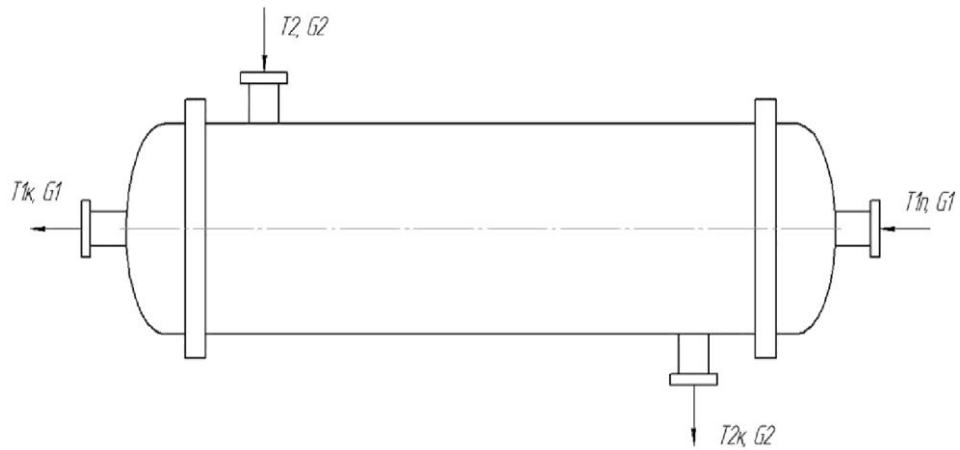


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема кожухотрубного теплообмінника

Розрахунок температурного режиму.

Схема зміни температури зображена на рисунку 2.3.

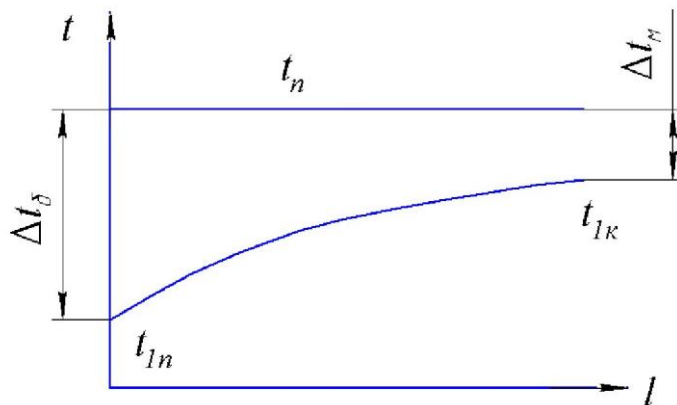


Рисунок 2.3 – Схема зміни температури в процесі теплообміну

Схема процесу теплообміну зображена на рисунку 2.4

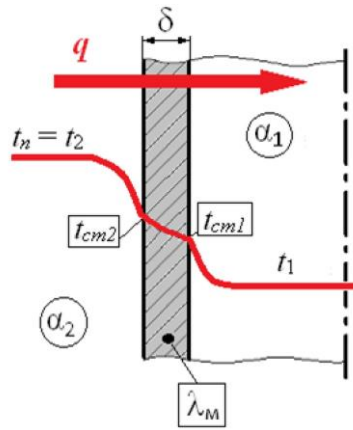


Рисунок 2.4 – Схема процесу теплообміну

Згідно з рисунком 2.3 різниця температур на кінцях теплообмінника становитиме, °С:

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

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

Якщо відношення $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M} < 2$, середня різниця температур визначається як:

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

В іншому випадку середня різниця температур визначається 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:

$$Q = G c_1 (t_{1k} - t_{1n})$$

де c_1 – теплоємність розчину, що визначається за середньою температурою розчину (додаток Е), Дж/кгК.

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

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

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

Попередній вибір теплообмінника.

У таблиці 2.1 наведено орієнтовні середні значення коефіцієнту тепловіддачі залежно від виду теплообміну.

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

Тоді орієнтовна площа поверхні теплообміну становитиме, м²:

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

Для забезпечення турбулентного режиму течії прийємо значення критерію Рейнольдса $Re_1 = 15000$. Тоді швидкість у трубі, м/с:

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

де ν_1 – коефіцієнт кінематичної в'язкості розчину визначений за середньою температурою (додаток Б), м²/с; d_b – внутрішній діаметр труби, м. Для стандартних теплообмінних труб 25×2 мм ця величина становить 0,021 м.

Кількість теплообмінних труб на один хід становитиме:

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

де ρ_1 – густина розчину за середньої температури (додаток А), кг/м³.

Орієнтовне значення площі перерізу на один хід, за швидкості яка забезпечує $Re_1 = 15000$, м²:

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

де V – об'ємна витрата розчину, який протікає в трубах, м³/с.

Також орієнтовану значення площі перерізу можна визначити за наступною формулою, м²:

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

Чисельні значення орієнтовних площ перерізу мають бути близькими.

Попередній вибір стандартного теплообмінника.

За значеннями F_{op} , n_z та S_{1op} за таблицею з додатка Ж обирається стандартний теплообмінник. При цьому площа поверхні теплообмінника не може бути меншою за орієнтовне значення. Для подальших розрахунків будуть необхідні значення площі поперечного перерізу одного ходу по трубах та довжини труб. Крім того, у випадку вибору теплообмінника з трубами 20×2 мм у подальших розрахунках слід врахувати зміну внутрішнього діаметра труби.

У разі недостатньої площі поверхні теплообміну одного апарата, можливим є встановлення кількох теплообмінників послідовно. Тоді кількість теплообмінників для забезпечення необхідної поверхні теплообміну:

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

де F_{tp} – площа теплообміну стандартного теплообмінника, м².

Отримане значення округлюється до цілого числа в більшу сторону.

Загальна поверхня теплообміну обраних стандартних теплообмінників:

$$F_{сум} = F_{tp} \cdot N_{tp}$$

Отримане значення має бути більшим за 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 трубах обраного теплообмінника, м².

Уточнене значення критерія Рейнольдса:

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

Отримане значення критерію Рейнольдса має бути не меншим за 10000. Якщо ця умова не виконується, то слід обрати інший теплообмінник. У випадку при близьких значень для забезпечення турбулентного режиму в трубах можливим є зачеканювання (зменшення кількості труб стандартного теплообмінника). Зменшення кількості труб призведе до зменшення площі перерізу через який буде протікати розчин при сталих об'ємних витратах, тим самим збільшить швидкість, що, у свою чергу, збільшить число Рейнольдса.

Для цього необхідно прийняти $Re_1 = 11000$. Кількість труб, що забезпечують турбулентний режим течії:

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot V}{\pi Re_1 v_1 d_B}$$

Маємо число труб, які залишаються в теплообміннику: округлюємо отримане значення до цілого (у більшу сторону). Відповідно, кількість труб, що потрібно запломбувати:

$$n_w = n_{станд} - n_{tr}$$

де $n_{станд}$ – кількість труб стандартного теплообмінника.

Перераховуємо значення площі перерізу одного ходу теплообмінника, m^2 :

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

Перераховуємо значення швидкості, м/с:

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

У разі неможливості турбулентного режиму, незначному збільшенні об'ємних витрат, зменшенні площі перерізу, через який проходить продукт тощо, для розрахунку критерію Нуссельта необхідно скористатися рівняннями для перехідного ($2300 < Re < 10000$) або ламінарного ($Re < 2300$) режиму.

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

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

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

Параметри A_1 та A_2 обираються довільним чином 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 λ_1 – коефіцієнт теплопровідності розчину (додаток И), Вт/м·К.

Критерій Нуссельта для турбулентного режиму визначається за формулою:

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

де Pr_{1ct} – критерій Прантля за температури стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до розчину, Вт/м²·°С:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_B}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до зовнішньої стінки, Вт/м²·°С:

$$\alpha_2 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda_2^3 \rho^2 g r}{\mu (t_{п} - t_{ст2}) H}}$$

де r – питома теплота пароутворення за температури гріючої пари (додаток Г), Дж/кг; λ_2 – коефіцієнт теплопровідності для конденсату (додаток И), Вт/м·К; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості плівки конденсату (додаток К), Па·с; H – висота труби, м. Теплофізичні параметри у формулі визначаються за середньою температурою плівки $t = 0,5(t_{п} - t_{ст2})$

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою, Вт/м²·К:

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

де δ – товщина стінки теплообмінної труби, (для стандартних теплообмінних труб 0,002 м); λ_m – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби, Вт/м·К (для корозійно стійких сталей 17,5 Вт/м·К).

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 прийнятими та розрахунковими значеннями:

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

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

Після цього виконується перевірка умов:

$$\Delta_1 \leq 10\%$$

$$\Delta_2 \leq 10\%$$

Якщо умови не виконуються, то приймається $A_1 = A'_1$ та $A_2 = A'_2$, після чого розрахунки повторюють починаючи з визначення температур стінки, доки дана умова не виконається.

Розрахунок площі поверхні теплообміну.

Розрахункова площа поверхні теплообміну, м²:

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

Дійсна площа поверхні теплообміну, м²:

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

де d – діаметр труби з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі, м; N_{tp} – кількість прийнятих теплообмінників; H – висота труби, м.

Далі перевіряється запас площі поверхні теплообміну:

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

Площа поверхні теплообміну обраного теплообмінника має бути більшою за розрахункове значення (запас має бути додатнім), однак значення запасу поверхні не повинно перевищувати 20%. У разі невиконання цих умов

потрібно вибрати інший теплообмінник (зазвичай достатньо збільшити довжину труб) та повторити розрахунок, починаючи з визначення критерію Рейнольдса (у випадку зміни лише довжини труб зміниться лише величина α_2 , тому перерахунок у такому випадку буде мінімальним).

У висновку слід записати всі основні технічні характеристики обраного апарату (продуктивність за продуктом та теплоносієм, діаметри кожуха, теплообмінних труб, кількість труб та теплообмінників, поверхні теплообміну) та вказати забезпечуваний гідродинамічний режим.

3 РОЗРАХУНОК ТРИКОРПУСНОЇ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Вступ

Метою роботи є підбір обладнання для забезпечення необхідних витрат сировини.

Завдання роботи:

- виконати альбом конструкцій, у якому привести класифікацію випарного обладнання та опис щонайменше 10 апаратів;
- скласти матеріальний баланс випаровування;
- визначити температуру кипіння розчинів та розподіл тиску по корпусах;
- визначити величини гідравлічної та гідростатичної депресії;
- визначити температурні депресії по корпусам;
- визначити площу теплопередачі;
- презентувати виконану роботу.

При складанні методичних вказівок було використано джерела [1-2, 10-12, 15-16].

2.2 Теоретичні відомості

Випарювання – це часткове видалення з розчину рідкого розчинника шляхом його випаровування, що відбувається за рахунок кипіння. Процес використовується для одержання концентрованих розчинів або для виділення чистого розчинника.

Процеси випарювання використовуються для 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 (рухливі чи в'язкі, наявність термолабільних біологічно активних речовин тощо), а також від параметрів гріючої пари, випарювання здійснюють при нормальному тиску або під вакуумом. Випарювання під вакуумом проводиться у випадках, коли необхідно збереження діючих речовин, за наявності речовин, що розкладаються при нагріванні або для інтенсифікації процесу. 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

Класифікуються випарні апарати, перш за все, за конструкційними особливостями.

За типом поверхні нагрівання: парові оболонки, змішувачі тощо.

За розташуванням поверхні нагрівання в просторі:

- з вертикальною гріючою камерою;
- з горизонтальною гріючою камерою;
- з похилою гріючою камерою (зустрічається рідко).

В якості теплоносія у випарниках можуть виступати водяна пара, високотемпературні теплоносії, електричний струм тощо. При цьому теплоносієм може рухатися як зовні труб, так і всередині гріючої камери.

Існує також класифікація випарних апаратів **за виглядом і кратністю циркуляції** розчину:

- з неорганізованою (вільною) циркуляцією;
- з направленою природною циркуляцією;
- з примусовою циркуляцією.

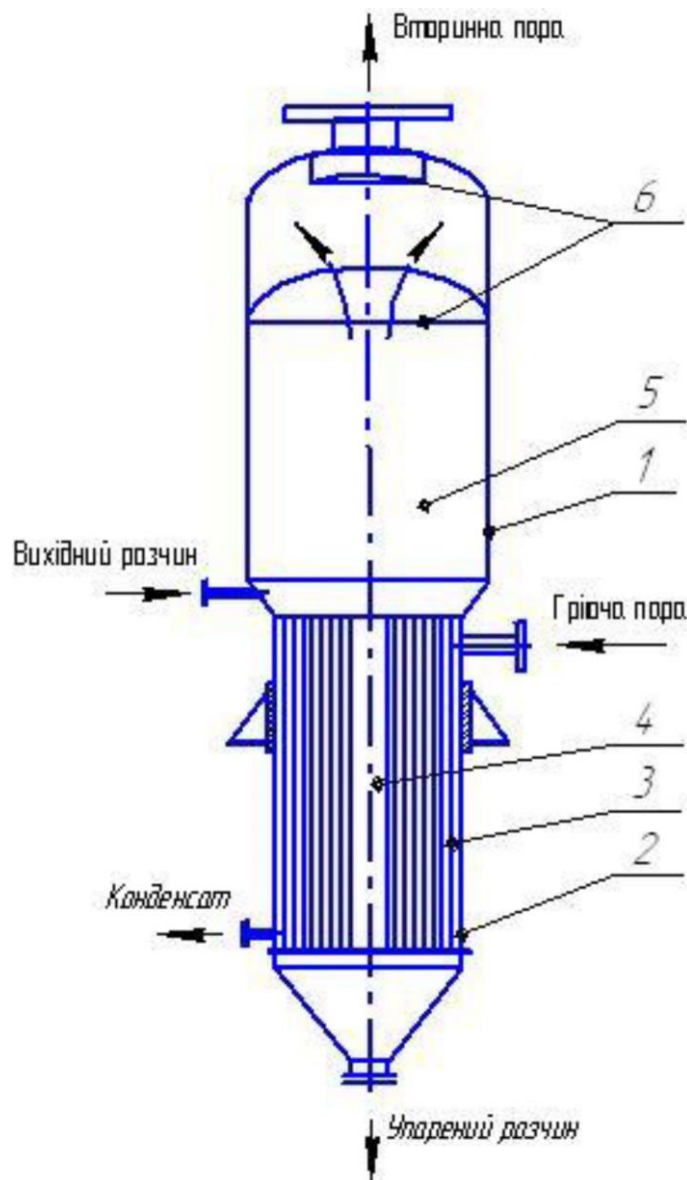
За напрямком руху середовища у випарні апарати поділяють на:

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

В залежності *від організації процесу* розрізняють періодичні та неперіодично діючі випарні апарати.

Найбільш поширеними випарними апаратами є трубчасті вакуум-випарні. Вони відрізняються великою конструкційною різноманітністю. У цих апаратах рідина, що випаровується знаходиться з однієї сторони стінок труб, а теплоносій (найчастіше водяна пара) – з іншої. 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 потрапляє у циркуляційну трубу 4 і стікає вниз. Нагрітий розчин потрапляє до кип'ятильних труб 3, де розчинник частково випаровується за рахунок підігріву парою, 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.

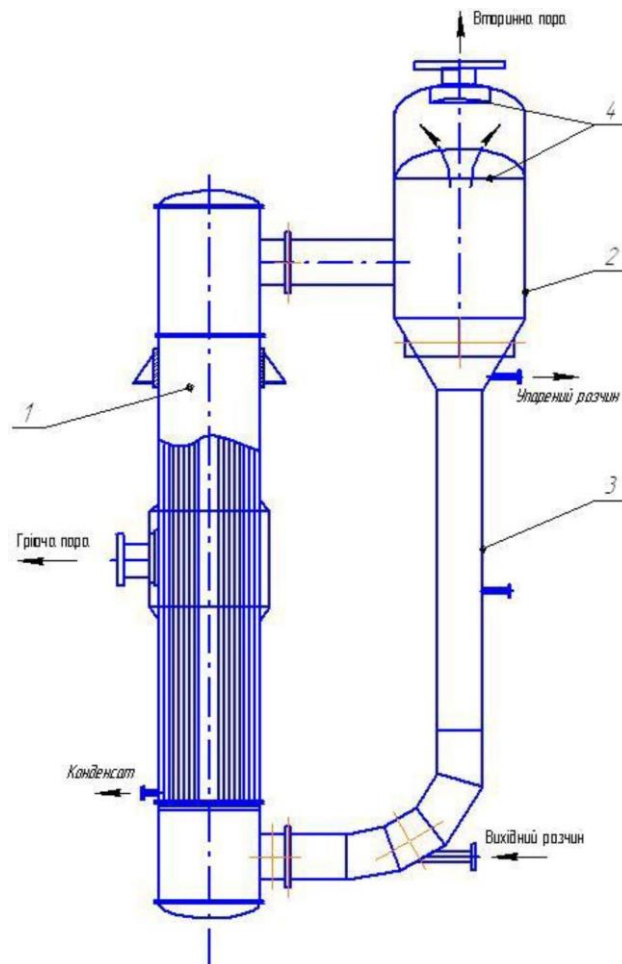


1 – корпус; 2 – нагрівальна камера; 3 – кип’ятильні труби; 4 – циркуляційна труба; 5 – сепараційний простір; 6 – бризковловлювач

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

Також значного поширення набули 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 кожухотрубному теплообміннику 1, який містить пучок труб довжиною до 7 м. Паро-рідинна суміш, що утворюється в них, надходить у сепаратор 2, де вторинна пара відокремлюється від крапель рідини і, через бризковловлювач

4, надходить у конденсатор, а суміш повертається по циркуляційній трубі 3 у кип'ятильник. Апарати з виносним нагрівачем вирізняються високою продуктивністю, зручні в експлуатації та обслуговуванні.

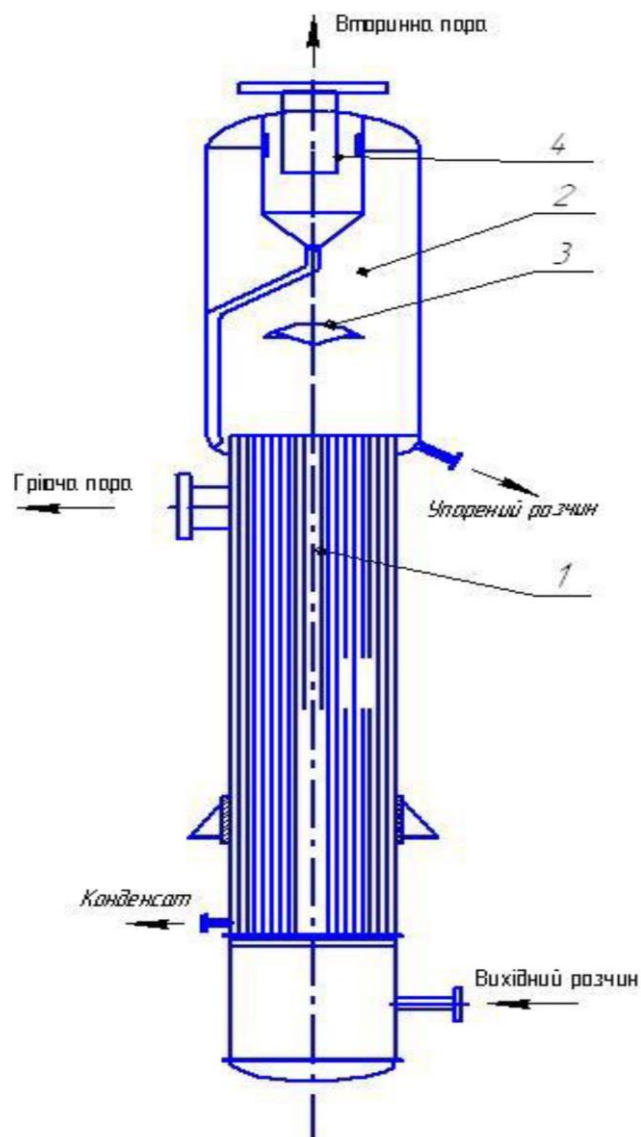


1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – необігрівана циркуляційна труба; 4 – бризковловлювач

Рисунок 3.2 – Випарний апарат з виносною нагрівальною камерою

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) тонких (15-25 мм) кип'ятильних труб, що обігріваються ззовні паром. Випарювана рідина подається в трубки знизу через штуцер 5 і заповнює їх на 20% 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'ятільних грубках. Суміш вторинної пари й крапель упареного розчину потрапляє в сепаратор 2 на краплевідбійники 3, де краплі упареної рідини відокремлюються від вторинної пари й збираються у нижній частині бризковловлювача 4. Апарат доцільно використовувати для упарювання пінистих сумішей та термолабільних речовин.



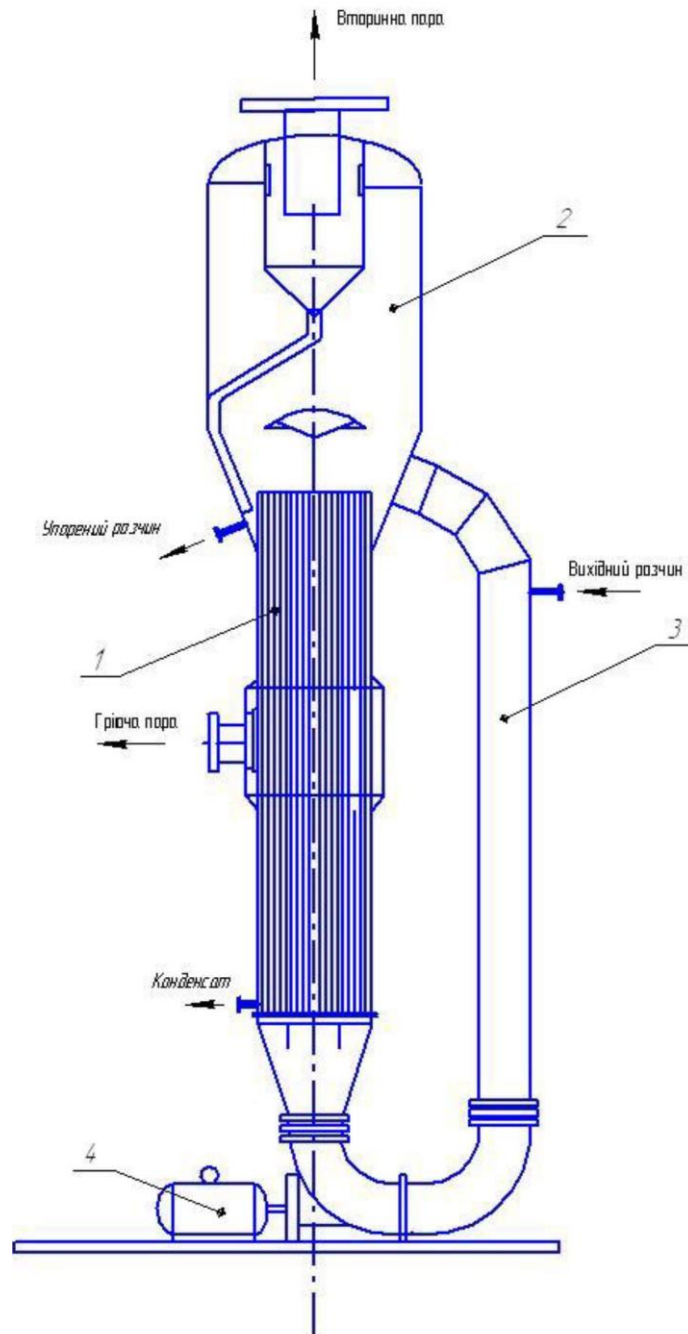
1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор; 3 – відбійник; 4 – бризковловлювач

Рисунок 3.3 – Випарний прямоточний апарат з висхідною плівкою

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

Для того, щоб запобігти відкладанню накипу в трубах, 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 можливе ефективне випарювання за малих корисних різниць температур, що не перевищують 3-5 °С, і за значної в'язкості розчинів.

Апарат з примусовою циркуляцією (Рисунок 3.4) має виносну нагрівальну камеру 1, сепаратор 2 і циркуляційну трубу 3, що не обігрівається, 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'ятільних труб. Отже, зона кипіння виявляється переміщеною у верхню частину нагрівальної камери. На більшій частині довжини труб рідина лише дещо перегрівается, 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 в кип'ятільних трубах значна частина 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 задовольняють пропелерні насоси. Швидкість обмежена збільшенням гідравлічного опору і відповідно витратою енергії на циркуляцію. Тому бажано вибирати оптимальну швидкість циркуляції, яку встановлюють на основі техніко-економічних розрахунків.



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

Рисунок 3.4 – Випарний апарат з примусовою циркуляцією:

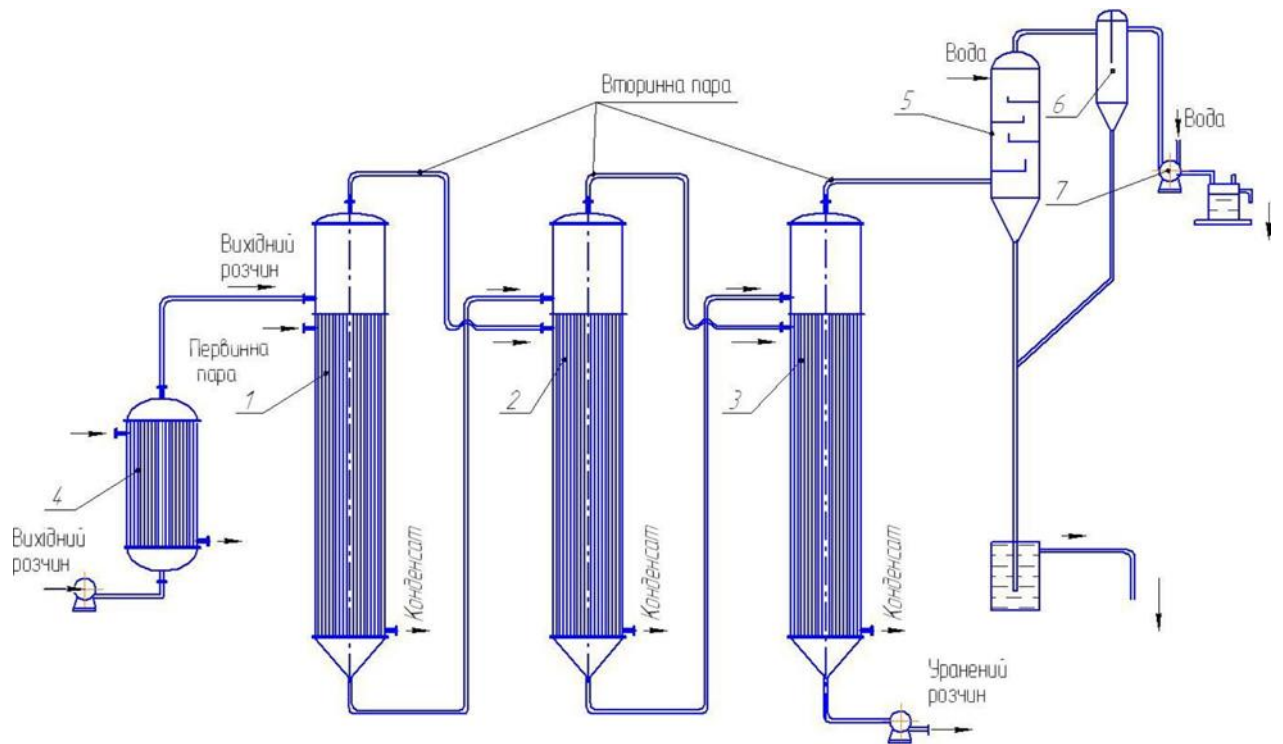
У промисловості існують однокорпусні та багатокорпусні випарні установки. Принципові схеми однокорпусних випарних апаратів зображені на рисунках 3.1-3.4.

У багатокорпусних випарних установках витрати гріючої пари суттєво менші у порівнянні з однокорпусними. Принцип їх 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 прямоїчного руху гріючої пари та розчину (Рисунок 3.5). Вихідний розчин, зазвичай попередньо нагрітий до температури кипіння, надходить до першого корпусу, який обігрівается 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, частково упарений розчин переміщується самопливом до другого корпусу і тут охолоджується до температури кипіння у цьому корпусі. За рахунок тепла, що виділяється при цьому, додатково утворюється деяка кількість вторинної пари. Таке явище, що відбувається в усіх корпусах установки, крім першого, називається самовипаровуванням розчину.

Аналогічно упарений розчин з другого корпусу перетікає самотоком до третього корпусу, який обігрівается 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 пастку-бризковловлювач 6 з вакуумним насосом 7. За допомогою насоса підтримується стійкий вакуум, оскільки остаточний тиск у конденсаторі може змінюватись залежно від коливань температури води, що надходить до конденсатора.



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

Рисунок 3.5 – Трикорпусна вакуум-випарна установка, що працює за проточного руху

Необхідною умовою передачі тепла у кожному корпусі є 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.

Більш поширеними є випарні установки що працюють за розрідження. 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. 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, використовуються також випарні установки з протитоком, в яких гріюча пара та упарований розчин переміщуються з корпусу в корпус у протилежних напрямках (Рисунок 3.6).

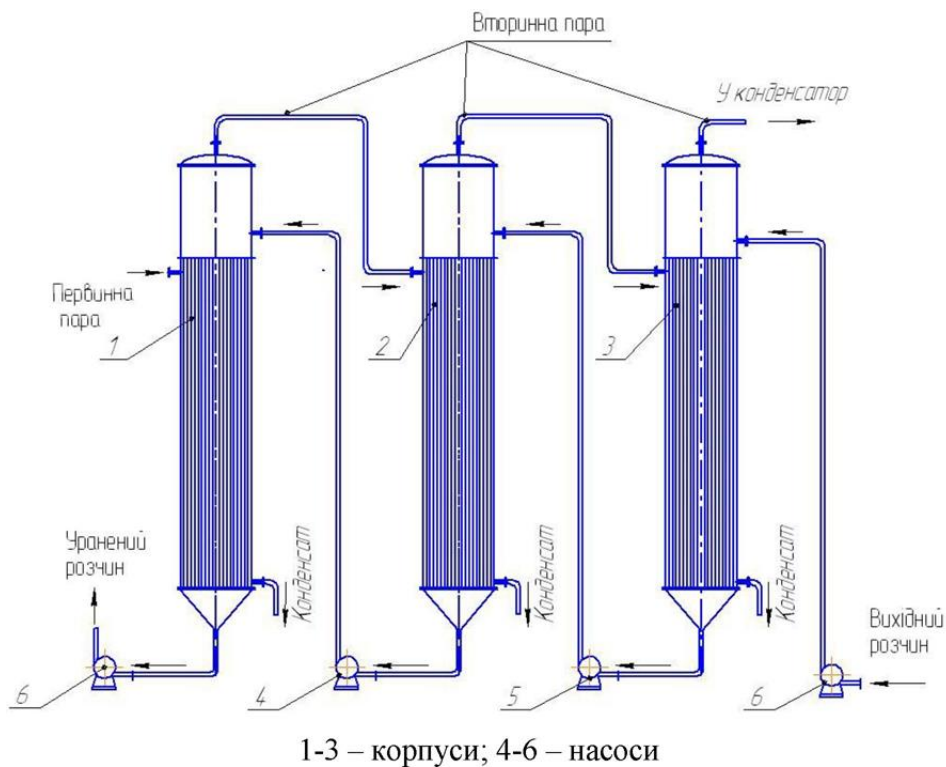


Рисунок 3.6 – Багатокорпусна протиточна випарна установка

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 те, що у першому корпусі прямої випарної установки найменш концентрований розчин отримує необхідне для випарювання тепло від гріючої пари з найвищими робочими параметрами, а в останньому корпусі найбільш концентрований (і найбільш в'язкий) розчин випарюється за допомогою вторинної пари з найнижчими параметрами. Отже, від першого корпусу до останнього (по ходу розчину) підвищується концентрація та знижується температура випарюваного розчину, що приводить до зростання його в'язкості. В результаті коефіцієнти теплопередачі зменшуються від першого корпусу до останнього.

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

Противоточні випарні установки використовують при випарюванні розчинів до високих кінцевих концентрацій, коли в останньому корпусі (по ходу розчину) можливе небажане випадіння твердої речовини. За такої схеми також випарюють розчини, в'язкість яких різко зростає зі збільшенням концентрації.

На рисунку 3.7 зображено багатокорпусну випарну установку з паралельним живленням корпусів: вихідний розчин надходить одночасно в усі три корпуси установки. Упарений розчин, що вилучається з усіх корпусів, має однакову кінцеву концентрацію.

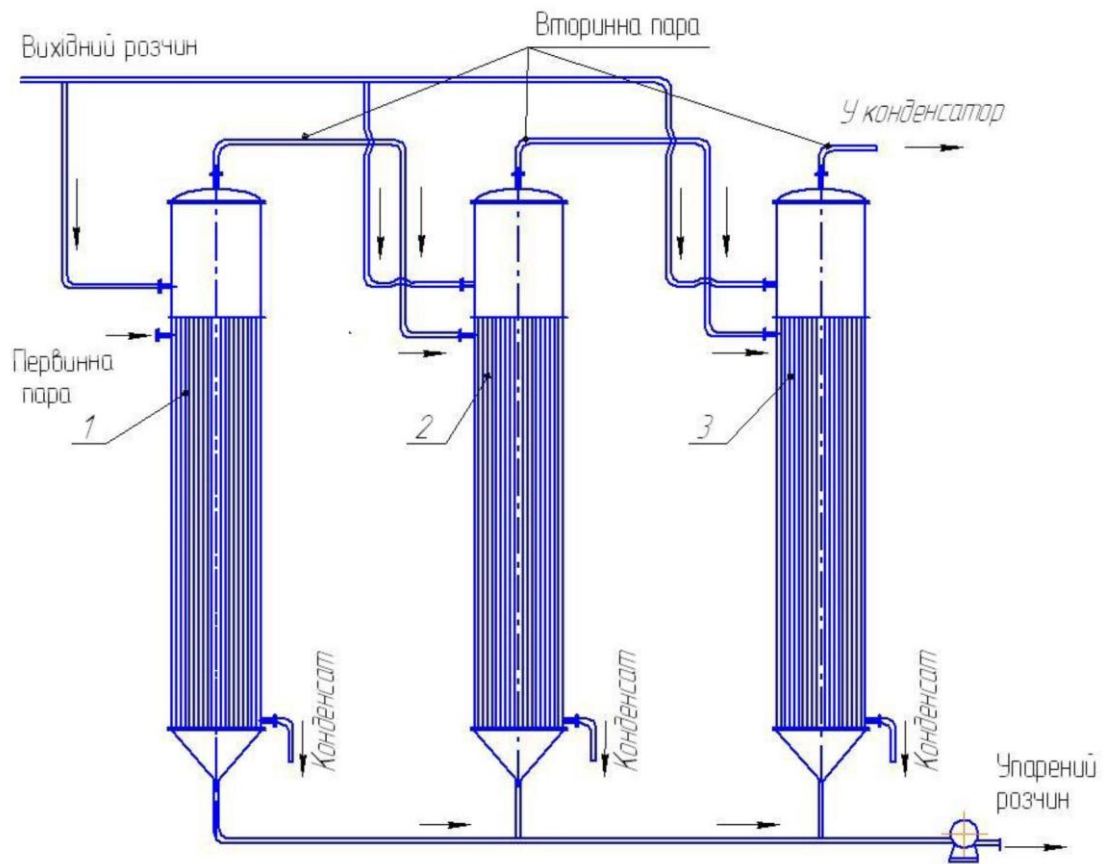


Рисунок 3.7 – Багатокорпусна випарна установка з паралельним живленням корпусів (1-3)

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.

Концентрація розчину – вміст розчиненої речовини у певній кількості розчину або розчинника. Концентрацію виражають різними способами, у тому числі через масову, мольну та об'ємну частки.

Рухійною силою процесу випарювання є **корисна різниця температур** $\Delta t_{\text{кор}}$, яка дорівнює різниці між температурами конденсації пари та кипіння розчину:

$$\Delta t_{\text{кор}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{кип}}$$

Визначення $\Delta t_{\text{кор}}$ пов'язане з сумарними температурними втратами $\sum t_t$, що супроводжують випарювання:

$$\Delta t_{\text{кор}} = t_{\text{заг}} - \sum t_t = t_{\text{гр}} - t_{\text{вм}} - (t_t + t_{\text{гс}})$$

де $t_{\text{заг}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{вм}}$ – загальна (максимальна) різниця температур, °С (відома з технічного завдання або обирається проектувальником за тисками гріючої та вторинної пари: $t_{\text{гр}} = f(p_{\text{гр}})$, $t_{\text{вм}} = f(p_{\text{вм}})$); Δt_t – температурна депресія, °С; $\Delta t_{\text{гс}}$ – гідростатичні температурні втрати, °С.

Гідростатичні температурні втрати $\Delta t_{\text{гс}}$ можна визначити за приростом гідростатичного тиску стовпа рідини, що кипить:

$$\Delta p = p_{\text{вм}} + \frac{\rho_p \cdot g \cdot H_{\text{опт}}}{2}$$

і пов'язаного з цим підвищенням температури.

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

$$\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{кр}} - t_{\text{кв}}$$

де $\Delta t_{\text{к}}$ – температурна (фізико-хімічна) депресія, обумовлена властивостями і концентрацією розчиненої солі в розчині, °С; $t_{\text{кр}}$, $t_{\text{кв}}$ – температури кипіння розчину заданої концентрації і води відповідно за певному тиску, °С.

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 кожного корпусу випарної установки.

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

$$\sum \Delta t = \Delta t'_{\text{к}} + \Delta t''_{\text{г}} + \Delta t''_{\text{гд}}$$

де $\Delta t'_{\text{к}}$ – температурна (концентраційна) депресія, °С; $\Delta t''_{\text{г}}$ – гідростатична депресія, °С; $\Delta t''_{\text{гд}}$ – гідродинамічна депресія, °С.

Сумарну депресію, часто називають температурними втратами при кипінні розчину в закритому випарному апараті. Враховуючи температурні втрати, температуру кипіння розчину в закритому апараті визначають за залежністю:

$$T_{\text{кп.р}} = T_{\text{кв}} + \sum \Delta t$$

де $T_{\text{кв}}$ – температура кипіння розчинника (води) за заданого тиску в апараті, °С; $\sum \Delta t$ – температурні втрати при кипінні розчину.

3.3 Завдання

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

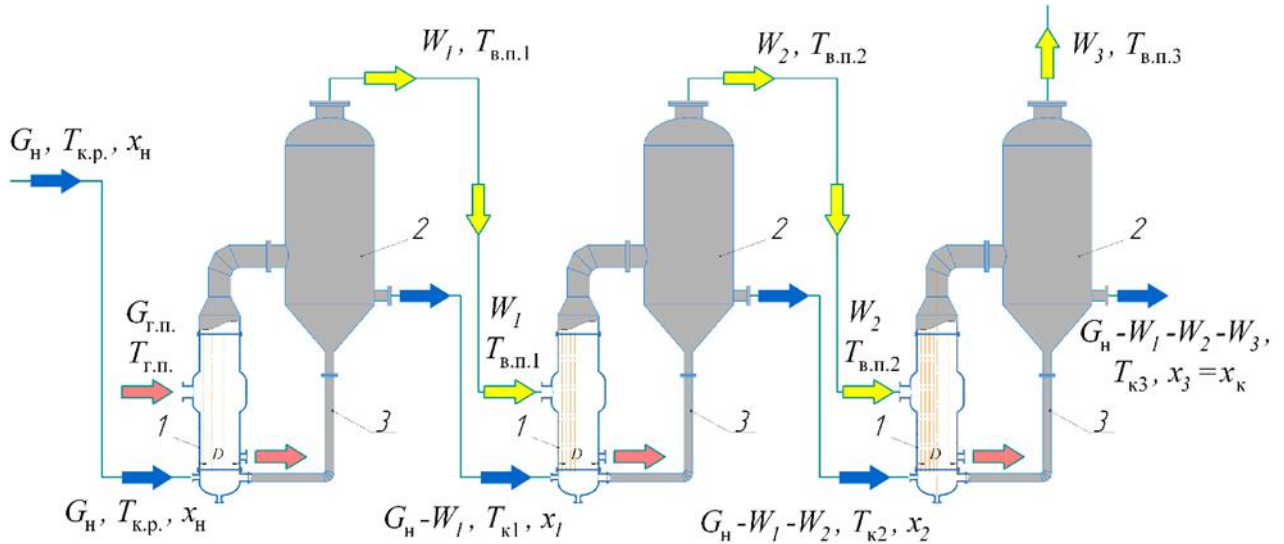
Вихідні дані

Витрата (видаток) розчину гідроксиду натрію	$G_{\text{н}} = 5 + 0,15 \cdot n$, кг/с
Температура розчину	температура кипіння $t_{\text{к.р.}}$
Абсолютний тиск в барометричному конденсаторі	$p_{\text{аб}} = 0,0147$ МПа
Нагрівання здійснюється гріючою парою при тиску	$p_{\text{г.п.}} = 0,7848$ МПа
Взаємний напрямок пари і розчину	прямотечія

При розрахунках всі величини слід перевести в систему СІ.

3.4 Порядок розрахунку

Розрахункова схема трикорпусної випарної установки показана на рисунку 3.8.



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

Рисунок 3.8 – Розрахункова схема установки

Матеріальний баланс випаровування.

Кількість води, що випарюється в трьох корпусах установки:

$$W = G_H \left(1 - \frac{x_{\Pi}}{x_K} \right)$$

Розподіл концентрацій розчину по корпусах установки залежить від співвідношення навантажень за випарюваною водою в кожному корпусі. На основі практичних даних продуктивність за випарюваною водою між корпусами слід прийняти 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:

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

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

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

Правильність розрахунку перевіряється виконанням умови:

$$x_3 = x_K$$

Визначення температур кипіння розчину по корпусах.

Загальний перепад тиску в установці:

$$\Delta p_3 = \Delta p_{r.n.} - p_{a.b.}$$

Загальний перепад тиску розподіляється між корпусами порівну:

$$\Delta p_i = \frac{\Delta p_3}{3}$$

Тоді абсолютні тиски по корпусах будуть дорівнювати:

$$p_1 = p_{r.n.} - \Delta p_i$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p_i$$

$$p_3 = p_2 - \Delta p_i$$

За значеннями тисків пари в корпусах та тиску гріючої пари визначаються їх температури $t_{r.n.}$, t_1 , t_2 , t_3 та ентальпії (додаток Г) та записують 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

Визначення гідравлічної депресії

На основі практичних рекомендацій гідравлічну депресію слід прийняти для кожного корпусу $\Delta''' = 1^\circ\text{C}$. Тоді температура гріючої пари становитиме:

$$t_{в.п.1} = t_1 + \Delta'''$$

$$t_{в.п.2} = t_2 + \Delta'''$$

$$t_{в.п.3} = t_3 + \Delta'''$$

За цими значеннями визначаються тиски $p_{в.п.1}$, $p_{в.п.2}$, $p_{в.п.3}$ теплоти пароутворення (додаток Г) та записуються у вигляді:

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

Сума гідравлічних депресій:

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

Визначення гідростатичної депресії

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

$$F_{ор} = \frac{Q}{q}$$

Для апаратів з природною циркуляцією тепловий потік q становить 20000...50000 Вт/м². Обравши орієнтовне значення теплового потоку, орієнтовні значення площ поверхонь теплообміну по корпусах становитимуть.

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

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

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

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

$$H_{\text{опт1}} = H \cdot (0,26 + 0,0014 \cdot (p_{p1} - p_{в1}))$$

$$H_{\text{опт2}} = H \cdot (0,26 + 0,0014 \cdot (p_{p2} - p_{в2}))$$

$$H_{\text{опт3}} = H \cdot (0,26 + 0,0014 \cdot (p_{p3} - p_{в3}))$$

де p_{pi}, p_{vi} – густини розчину (за кінцевої концентрації в корпусі) та води за температури вторинної пари (додатки А та Г відповідно).

Тоді тиск в середньому шарі кип'ятильних труб становитиме:

$$p_{\text{ср1}} = p_{\text{в.п.1}} + \rho_{p1} \cdot g \cdot \frac{H_{\text{опт1}}}{2}$$

$$p_{\text{ср2}} = p_{\text{в.п.2}} + \rho_{p2} \cdot g \cdot \frac{H_{\text{опт2}}}{2}$$

$$p_{\text{ср3}} = p_{\text{в.п.3}} + \rho_{p3} \cdot g \cdot \frac{H_{\text{опт3}}}{2}$$

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

За цими даними знаходяться значення температур кипіння $t_{\text{ср1}}, t_{\text{ср2}}, t_{\text{ср3}}$ та питомі теплоти пароутворення $r_{\text{ср1}}, r_{\text{ср2}}, r_{\text{ср3}}$ (додаток Г):

Тиск, МПа	Температура, °С	Питома теплота пароутворення, кДж/кг
$p_{\text{ср1}}$	$t_{\text{ср1}}$	$r_{\text{ср1}}$
$p_{\text{ср2}}$	$t_{\text{ср2}}$	$r_{\text{ср2}}$
$p_{\text{ср3}}$	$t_{\text{ср3}}$	$r_{\text{ср3}}$

Гідростатична депресія по корпусах

$$\Delta''_1 = t_{\text{ср1}} - t_{\text{в.п.1}}$$

$$\Delta''_2 = t_{\text{ср2}} - t_{\text{в.п.2}}$$

$$\Delta''_3 = t_{\text{ср3}} - t_{\text{в.п.3}}$$

Тоді сума гідростатичних депресій:

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

Визначення температурної депресії по корпусах

Температурні депресії при атмосферному тиску $\Delta'_{\text{атм1}}$, $\Delta'_{\text{атм2}}$, $\Delta'_{\text{атм3}}$ визначається за даними додатка Д залежно від температури кипіння та концентрації в корпусах

Корпус	Концентрація NaOH, %	Температура кипіння, °C	Депресія, °C
1	x_1	$t_{\text{к1}}$	$\Delta'_{\text{атм1}}$
2	x_2	$t_{\text{к2}}$	$\Delta'_{\text{атм2}}$
3	x_3	$t_{\text{к3}}$	$\Delta'_{\text{атм3}}$

Температурна депресія з урахуванням тиску в корпусах визначається за формулами:

$$\Delta'_1 = 16,2 \cdot \frac{T_{\text{ср1}}^2 \cdot \Delta'_{\text{атм1}}}{r_{\text{ср1}}}$$

$$\Delta'_2 = 16,2 \cdot \frac{T_{\text{ср2}}^2 \cdot \Delta'_{\text{атм2}}}{r_{\text{ср2}}}$$

$$\Delta'_3 = 16,2 \cdot \frac{T_{\text{ср3}}^2 \cdot \Delta'_{\text{атм3}}}{r_{\text{ср3}}}$$

При розрахунку температурних депресій слід враховувати, що у формулі абсолютні температури (К).

Сума температурних депресій:

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

Температура кипіння розчину по корпусах:

$$t_{\text{к1}} = t_1 + \Delta'_1 + \Delta_1'' + \Delta'''$$

$$t_{\text{к2}} = t_2 + \Delta'_2 + \Delta_2'' + \Delta'''$$

$$t_{\text{к3}} = t_3 + \Delta'_3 + \Delta_3'' + \Delta'''$$

Визначення корисної різниці температур.

Загальна корисна різниця температур визначається за формулою:

$$\Delta t_{\text{повн.заг}} = t_{\text{г.п}} - t_{\text{а.б}} - \left(\sum \Delta' + \sum \Delta'' + \sum \Delta''' \right)$$

Корисні різниці температур по корпусах:

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

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

$$\Delta t_{\text{повн.3}} = t_{\text{в.п2}} - t_{\text{к3}}$$

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	$t_{\text{к.п.}}$	$t_{\text{к1}}$	$t_{\text{к2}}$
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, кДж/кг	h_1	h_2	h_3
Теплота пароутворення гріючої пари, кДж/кг	$r_{\text{г.п.}}$	r_1	r_2

Матеріальний та тепловий баланс можна представити системою рівнянь виду:

$$\begin{cases} G_{\text{г.п.}} \cdot r_{\text{г.п.}} = G_{\text{н}} \cdot c_1 \cdot (t_{\text{к1}} - t_{\text{к.п.}}) + W_1 \cdot (h_1 - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к1}}) \\ W_1 \cdot r_1 = (G_{\text{н}} - W_1) \cdot c_2 \cdot (t_{\text{к2}} - t_{\text{к1}}) + W_2 \cdot (h_2 - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к2}}) \\ W_2 \cdot r_2 = (G_{\text{н}} - W_1 - W_2) \cdot c_3 \cdot (t_{\text{к3}} - t_{\text{к2}}) + W_3 \cdot (h_3 - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к3}}) \\ W = W_1 + W_2 + W_3 \end{cases}$$

де $c_{\text{в}}$ – теплоємність конденсату, яку з достатньою точністю можна прийняти 4190 Дж/(кгК).

За цих систем рівнянь визначається витрата гріючої пари $G_{\text{г.п.}}$ 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.

Для розв'язку даної системи доцільно користуватися такою схемою. З останнього рівняння виражається величина W_3 , після чого отриманий вираз підставляється в рівняння над ним (третє в системі). Це дозволить виключити з рівняння W_3 , а також виразити W_2 через W_1 . Підстановкою отриманий вираз у друге рівняння системи отримуємо вираз, що містить лише одну невідому величину – W_1 . Знайшовши її значення можна визначити решту невідомих параметрів.

Тоді теплові навантаження по корпусах становитимуть:

$$Q_1 = G_{г.п.} \cdot r_{г.п.}$$

$$Q_2 = W'_1 \cdot r_1$$

$$Q_3 = W'_2 \cdot r_2$$

Визначення коефіцієнтів теплопередачі.

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 вибрати 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. Термічним опором забруднень знехтуємо.

З достатнім ступенем точності для розрахунку можна прийняти температуру плівок конденсату рівними температурам 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°C коефіцієнт A_1 визначається за рисунком 3.9.

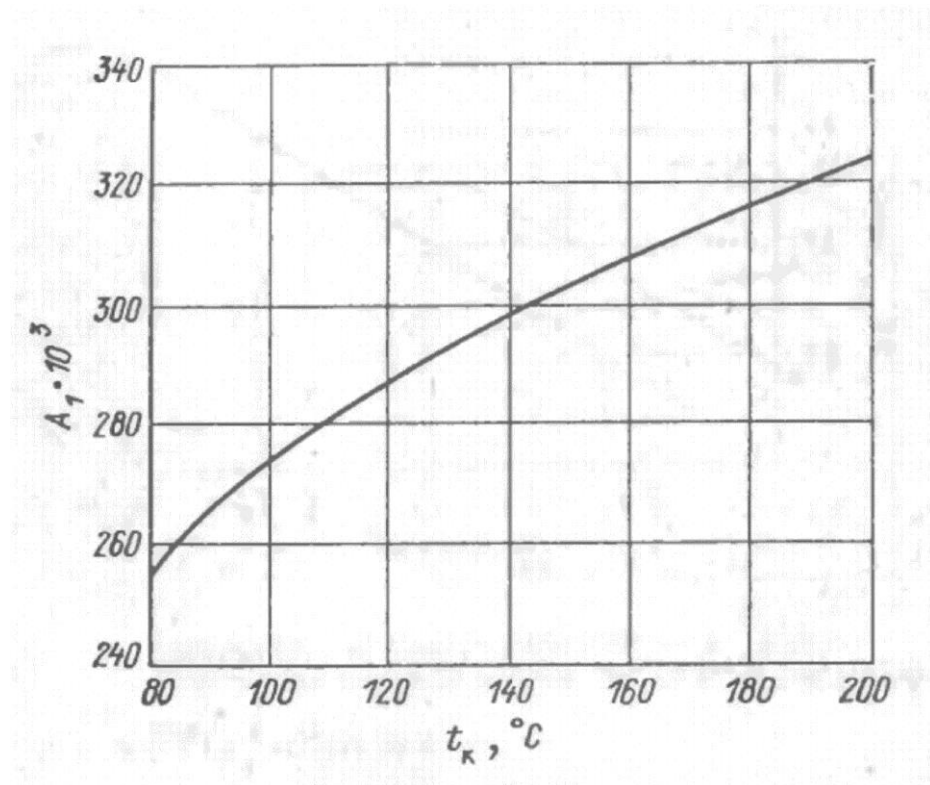


Рисунок 3.9 – Графік для визначення коефіцієнта A_1

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

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

де λ – коефіцієнт теплопровідності розчину, Вт/м·К); ρ – густина розчину, кг/м³; $\rho_{\text{п}}$ – густина водяної пари, кг/м³; $\rho_{\text{п},0}$ – густина водяної пари за атмосферного тиску, кг/м³; σ – поверхневий натяг розчину NaOH Н/м; r – питома теплота пароутворення розчину, Дж/кг; c – теплоємність розчину, Дж/кг·К.

З цього рівняння визначається B для кожного корпусу окремо:

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

Для зручності отримані дані можна звести до таблиці:

Корпус	Теплове навантаження, кДж/кг	A	B
1	Q ₁	A ₁	B ₁
2	Q ₂	A ₂	B ₂
3	Q ₃	A ₃	B ₃

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_i та B_i і підставляються в рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі. В результаті отримується:

$$\frac{q}{\Delta t_{\text{повн}}} = \frac{1}{\frac{(q \cdot L)^{0,33}}{A} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot q^{0,6}}}$$

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

lww := 5

δww := 0.002

λ := 17.5

B := 11.6

Δt := 7.6

q := 10000

given


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


u := Find(q)

u = 1.461 × 104

```

Рисунок 3.10 – Приклад знаходження теплового потоку в MathCad

Або можна перетворити дане рівняння у функцію $y = f(x)$:

$$y = \frac{x}{\Delta t_{\text{повн}}} - \frac{1}{\frac{(x \cdot L)^{0,33}}{A} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{B \cdot x^{0,6}}}$$

і, користуючись програмами для побудови графіків, наприклад GeoGebra [17], визначити значення аргументу функції як значення x , за якого графік перетинає вісь Ox (рисунок 3.11).

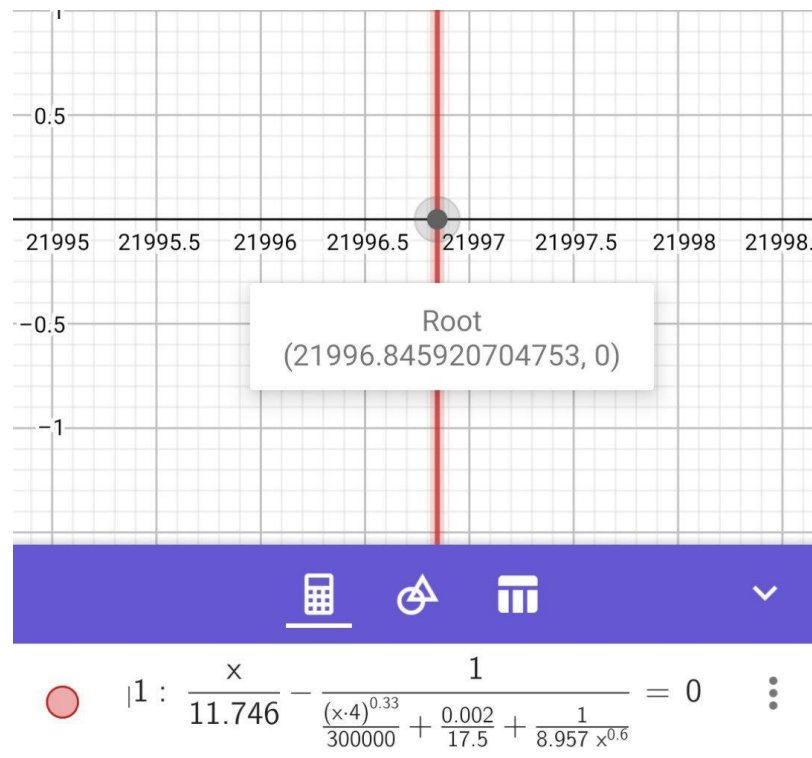


Рисунок 3.11 – Приклад знаходження теплового потоку в GeoGebra

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

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

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

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

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:

$$\Delta t'_{\text{повн}} = \Delta t'_{\text{повн.1}} + \Delta t'_{\text{повн.2}} + \Delta t'_{\text{повн.3}}$$

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 відрізнитися від раніше прийнятої, але якщо основний конструктивний параметр – висота труб залишається не змінною, то розрахунки не потребують корегування.

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

4 РОЗРАХУНОК СУШИЛЬНОГО АПАРАТУ

4.1 Вступ

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

Завданням роботи є:

- виконати альбом конструкцій, у якому навести класифікацію сушильного обладнання та опис щонайменше 10 апаратів;
- 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 було використано джерела [1-2, 8, 11, 18].

4.2 Теоретичні відомості

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

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

Конвективні сушарки це такі, яких підвід тепла до продукту здійснюється за допомогою сушильного агента: повітря, топкових газів або перегрітої пари при постійній конвекції. Вони можуть бути як безперервної,

так і періодичної дії. При конвективному сушінні випарувана волога виводиться разом з відпрацьованим сушильним агентом.

У **контактних сушарках** теплообмін здійснюється через нагріту поверхню, яка стикається з продуктом, що висушується. Залежно від технології сушіння і властивостей продукту температура такої поверхні може бути понад 100°C.

Діелектричні сушарки або апарати для сушіння в полі струмів високої частоти. Процеси у цих апаратах дозволяють нагрівати продукт зсередини. В результаті волога з внутрішніх шарів виходить на поверхню і випаровується.

У **інфрачервоних сушарках** 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 за порівняно низьких температурах (40-60°C).

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°C 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 переохолоджені стані, вона видаляється шляхом перетворення рідини в пару. У кінці процесу сушіння сублімація льоду закінчується і подальше сушіння відбувається при температурі вищій за 0°C. Отже, сублімаційне сушіння включає сублімацію льоду (сушіння шляхом випаровування льоду), випаровування переохолодженої рідини всередині тіла

і випаровування зв'язаної рідини за температурі вищої за 0°C до кінця процесу сушіння.

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

Всі перераховані способи можуть в комбінуватися один з одним. 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 агенту в робочому просторі сушильної камери сушарки класифікуються:

- атмосферні сушильні установки (сушка здійснюється за атмосферного або близького до нього тиску);
- вакуумні сушильні установки (тиск в сушильній камері значно нижчий за атмосферний; наприклад сублімації установки).

За характером роботи сушарки класифікуються:

- сушарки періодичної дії;
- сушарки безперервної дії, такі як стрічкові і конвеєрні.

За 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 агенту щодо висушуваних продуктів сушарки класифікуються:

- прямоточні сушарки (напрямок руху висушуємо продукту збігається з напрямком руху сушильного агенту);
- протиточні сушарки (напрямок руху висушуємо продукту протилежно напрямку руху сушильного агенту);

- сушарки з перехресним струмом (напрямок руху висушуємо продукту перпендикулярно напрямку руху сушильного агенту);
- сушарки з реверсивним струмом (напрямок руху сушильного агенту змінний 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.

4.3 Завдання

Визначити витрату повітря і теплоти при висушуванні $G_H=800+10n$ кг/год вологого матеріалу від $u_H = 50 \%$ до $u_K = 6 \%$ в теоретичній сушарці, що працює: а) в нормальному режимі; б) з проміжним підігріванням (вважаючи, що повітря в калориферах нагрівається до $t'_1 = 45^\circ\text{C}$); в) з рециркуляцією 75% відпрацьованого повітря. Порівняти потенціали сушіння для цих варіантів. Параметри атмосферного повітря: $t_0 = 11^\circ\text{C}$, $\phi_0 = 80 \%$. Параметри відпрацьованого повітря $t_2 = 28^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 70\%$.

4.4 Порядок розрахунку

Кількість вологи, що має бути випарена при сушінні, кг/с:

$$W = G_B \cdot \frac{u_H - u_K}{100 - u_K}$$

Ця величина використовується в розрахунках для будь-якого варіанту сушіння.

а) нормальний режим сушіння

Розрахунок починається з побудови процесу на діаграмі I-x (додаток М), як показано на рисунку 4.1. Порядок побудови такий: спершу за значеннями t_0 та φ_0 на перетині відповідних ізоліній знаходиться точка А. Далі алогічним чином за значеннями t_2 та φ_2 знаходиться точка С. З точки А піднімається вертикальна пряма, а з точки С – піднімається пряма по ізоентальпії (ліній постійної ентальпії). На перетині цих прямих знаходиться точка В. За діаграмою I-x знаходяться значення вологовмісту ентальпії та температури в кожній точці процесу.

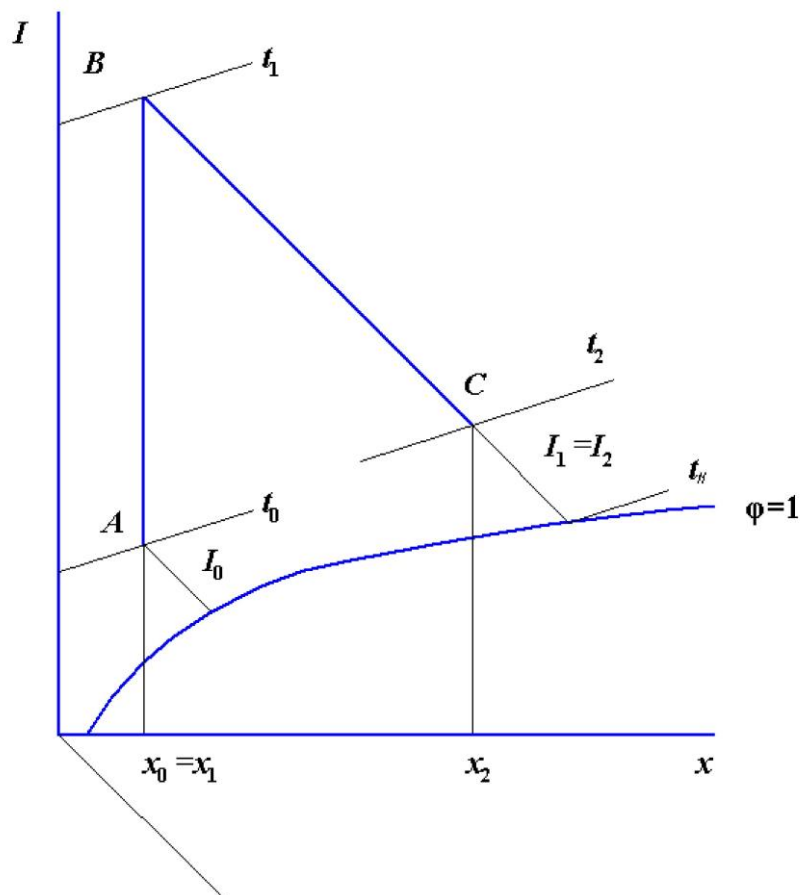


Рисунок 4.1 – Схема нормального процесу сушіння

Питома витрата сухого повітря, кг/кг:

$$l = \frac{1}{x_2 - x_0}$$

Загальна витрата сухого повітря, кг/с:

$$L = l \cdot W$$

Питома витрата теплоти, кДж/кг:

$$q = l(I_2 - I_0)$$

де I – ентальпія, кДж/кг.

Загальна витрата теплоти, кВт.

$$Q = Wq$$

б) сушіння з проміжним підігріванням повітря

При проведенні процесу в такому режимі (ламана АВ'С'С''Т 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, кг/кг:

$$l' = \frac{1}{x'_2 - x_1}$$

Оскільки в першій зоні сушарки випаровується лише половина вологи, то витрата сухого повітря становитиме, кг/с:

$$L = l' \cdot \frac{W}{2}$$

В другій зоні сушарки відбувається випаровування решти вологи тим же повітрям, але з підігрітим до t'_1 в проміжному калорифері.

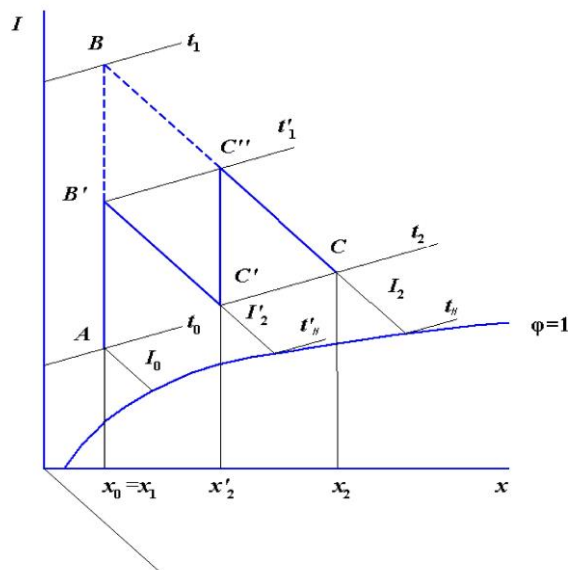


Рисунок 4.2 – Схема процесу сушіння з проміжним підігріванням повітря

Теплота на підігрів повітря витрачається в двох калориферах і її витрата дорівнює, кВт:

$$Q = l' \cdot (I_2' - I_0) \cdot \frac{W}{2} + l' \cdot (I_2 - I_2') \cdot \frac{W}{2} = \frac{W}{2} \cdot l' \cdot (I_2 - I_0)$$

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:

$$x_{\text{см}} = 0,25 \cdot x_0 + 0,75 \cdot x_2$$

$$I_{\text{см}} = 0,25 \cdot I_0 + 0,75 \cdot I_2$$

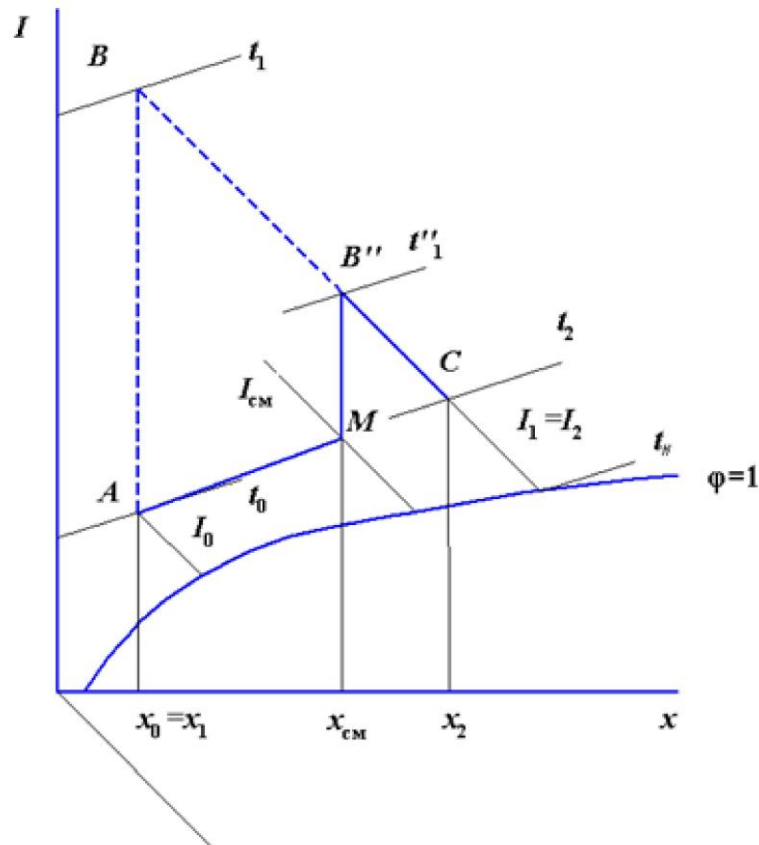


Рисунок 4.3 – Схема сушіння з рециркуляцією частини відпрацьованого повітря

Тоді питома витрата сухого повітря становитиме, кг/кг:

$$l'' = \frac{1}{x_2 - x_{\text{см}}}$$

Витрата повітряної суміші, що поступає в сушарку, кг/с:

$$L'' = W \cdot l''$$

Витрата атмосферного повітря, кг/с:

$$L = 0,25 \cdot L''$$

Питомі витрати теплоти, кДж/кг:

$$q = \frac{I_2 - I_{\text{CM}}}{x_2 - x_{\text{CM}}}$$

Витрата теплоти, кВт:

$$Q = W \cdot q$$

Порівняння процесів проводять за витратами повітря та теплоти. Також розраховується потенціал сушіння:

а) для нормального процесу сушіння:

$$\chi_1 = \frac{(t_1 - t_H) - (t_2 - t_H)}{\ln\left(\frac{t_1 - t_H}{t_2 - t_H}\right)}$$

б) для процесу з проміжним підігріванням повітря:

$$\chi'_{2} = \frac{(t'_1 - t'_H) - (t_2 - t'_H)}{\ln\left(\frac{t'_1 - t'_H}{t_2 - t'_H}\right)}$$

$$\chi''_{2} = \frac{(t'_1 - t_H) - (t_2 - t_H)}{\ln\left(\frac{t'_1 - t_H}{t_2 - t_H}\right)}$$

$$\chi_2 = \frac{\chi'_{2} + \chi''_{2}}{2}$$

в) для процесу з рециркуляцією:

$$\chi_3 = \frac{(t''_1 - t_H) - (t_2 - t_H)}{\ln\left(\frac{t''_1 - t_H}{t_2 - t_H}\right)}$$

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. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973. – 752 с.
4. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії теплообміну: 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 дані (1 файл: 3,77 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 160 с. – Назва з екрана. Доступ: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/25281>
5. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії теплообміну: 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 дані (1 файл: 2,76 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 69 с. – Назва з екрана. Доступ: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/25282>
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев,

- Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с., ил.
7. Гусев В.П. Основы гидравлики. Учебное пособие. – Томск. Изд-во ТПУ, 2009. – 172 с.
 8. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1991. – 352 с.
 9. Часс С.И. Гидромеханика в примерах и задачах. Учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГГИ, 2006, 2016 с.
 10. Машины и аппараты химических производств. / Под ред. д-ра техн. наук., проф. И.И. Чернобыльского, изд. 3-е перераб. и доп. М.: Машиностроение, – 1974. – 456 с.
 11. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, – 1981. – 560 с.
 12. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие. М.: Энергоиздат, – 1990, – 367 с.
 13. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком «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>
 14. Дистанційний курс «Процеси та апарати хімічних виробництв». Тема 19. Сучасні конструкції теплообмінного обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dl.sumdu.edu.ua/textbooks/22852/266093/index.html>

15. Дистанційний курс «Процеси та апарати хімічних виробництв». Тема 20. Випарювання розчинів. Розрахунок випарних апаратів та установок [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dl.sumdu.edu.ua/textbooks/22852/266104/index.html>
16. Технологія лікарських препаратів промислового виробництва / За ред. Д.І. Дмитрієвського. – Вінниця: НОВА КНИГА, 2008. – 280 с.
17. <https://www.geogebra.org/calculator>
18. Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г. С Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под ред. Ю. И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и дополн. М. Химия, 1991. - 496 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Густина розчину NaOH в залежності від його температури та концентрації, ρ , кг/м³

Концентрація, %	Температура розчину, °C					
	0	20	40	60	80	100
10	1117	1109	1100	1089	1077	1064
20	1230	1219	1208	1196	1183	1170
30	1340	1328	1316	1303	1289	1276
40	1443	1430	1416	1403	1389	1375
50	1540	1525	1511	1497	1483	1469

Коефіцієнти кінематичної в'язкості розчинів NaOH, $\nu \cdot 10^6$ м²/год

Концентрація, %	Температура розчину, °С				
	20	40	60	80	100
10	1677	1100	834	650	611
20	3675	2052	1363	1073	983
30	9789	4787	2609	1676	1419
40	27972	9887	6557	3916	1978
50	-	16545	5375	3736	2703

Технічна характеристика відцентрових насосів

Марка	Q, м ³ /год	H, м	n, об/хв	Двигун	
				Тип	N, кВт
Консольні насоси загального призначення для води					
К 8/18	8	18	2900	4A80A2	1,5
КМ 20/18а	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 90/55а	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
Насоси для хімічних виробництв. Консольні насоси					
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	37,0
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
АХ 125-80-250	80	20	1450	4A160S4	15
Х 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 6,3/32	6,3	32	3000		2,2
1ЦК 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

Властивості насиченої водяної пари в залежності від тиску

Тиск (абсолютний), 10 ³ Па	Температура, °С	Питомий об'єм, м ³ /кг	Густина, кг/м ³	Питома ентальпія рідини, кДж/кг	Питома ентальпія пари, кДж/кг	Питома теплота пароутворення, 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

Температура кипіння водних розчинів їдкого натру та значення
нормальної депресії (за атмосферного тиску)

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

Теплоємність розчинів NaOH, c_p кДж/кгК

Концентрація, %	Температура, °С																		
	0	10	25	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
0	4,197	4,184	4,172	4,172	4,176	4,180	4,188	4,197	4,205	4,218	4,226	-	-	-	-	-	-	-	-
5	3,867	3,900	3,933	3,967	9,975	3,988	4,000	4,013	4,021	4,030	4,034	-	-	-	-	-	-	-	-
10	3,687	3,733	3,779	3,829	3,837	3,846	3,854	3,858	3,862	3,867	3,871	-	-	-	-	-	-	-	-
15	3,582	3,637	3,687	3,737	3,745	3,754	3,762	3,766	3,766	3,766	3,766	-	-	-	-	-	-	-	-
20	3,520	3,570	3,624	3,678	3,687	3,695	3,678	3,708	3,712	3,712	3,712	-	-	-	-	-	-	-	-
25	-	-	-	3,641	3,653	3,662	3,674	3,674	3,674	3,674	3,674	-	-	-	-	-	-	-	-
30	-	3,478	3,528	3,603	3,616	3,624	3,632	3,632	3,632	3,632	3,632	3,637	3,637	3,637	-	-	-	-	-
40	-	3,394	3,428	3,465	3,569	3,474	3,478	3,478	3,478	3,478	3,478	3,482	3,482	3,482	-	-	-	-	-
50	-	-	3,227	3,210	3,206	3,202	3,198	3,194	3,189	3,189	3,185	3,185	3,181	3,181	3,181	3,181	3,181	3,177	3,177
60	-	-	-	2,947	2,939	2,930	2,922	2,918	2,909	2,901	2,893	2,888	2,880	2,876	2,876	2,872	2,872	2,867	2,867
70	-	-	-	-	-	-	2,721	2,717	2,709	2,700	2,692	2,688	2,679	2,675	2,675	2,671	2,671	2,667	2,667

Параметри кожухотрубних теплообмінників і холодильників

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів	Загальне число труб, шт	Параметри теплообміну (в м ²) при довжині труб, м							Площа перерізу потоку · 10 ² м ²		Площа перерізу одного ходу по трубам · 10 ² м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	у вирізі перегородок	між перегородками	
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	-	-	-	0,9	1,1	1,3
325	20×2	1	100	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-	1,1	2,0	2,0
		2	90	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-	1,1	1,6	0,9
	25×2	1	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	1,3	2,9	2,1
		2	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	68,0	-	1,3	1,5	1,0
400	20×2	1	181	-	-	23,0	34,0	46,0	63,0	-	1,7	2,5	3,6
		2	166	-	-	21,0	31,0	42,0	52,0	-	1,7	3,0	1,7
	25×2	1	111	-	-	17,0	26,0	35,0	47,0	-	2,0	3,1	3,8
		2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	147	-	2,0	2,5	1,7
600	20×2	1	389	-	-	49	73	98	139	-	4,1	6,6	7,8
		2	370	-	-	47	70	93	126	-	4,1	4,8	3,7
		4	334	-	-	42	63	84	119	-	4,1	4,8	1,6
		6	316	-	-	40	60	79	121	491	3,7	4,8	0,9
	25×2	1	257	-	-	40	61	81	113	405	4,0	5,3	8,9
		2	240	-	-	38	57	75	97	390	4,0	4,5	4,2
		4	206	-	-	32	49	65	91	361	4,0	4,5	1,8
		6	196	-	-	31	46	61	270	349	3,7	4,5	1,1
800	20×2	1	717	-	-	90	135	180	260	329	6,9	9,1	14,4
		2	690	-	-	87	130	173	240	312	6,9	7,0	6,9
		4	638	-	-	80	120	160	233	285	6,9	7,0	3,0

800	20×2	6	618	-	-	78	116	155	219	271	6,5	7,0	2,0
	25×2	1	465	-	-	73	109	146	208	663	7,0	7,9	16,1
		2	442	-	-	69	104	139	190	643	7,0	7,0	7,7
		4	404	-	-	63	95	127	181	606	7,0	7,0	3,0
		6	384	-	-	60	90	121	442	590	6,5	7,0	2,2
1000	20×2	1	1173	-	-	-	221	295	4,29	528	10,1	15,6	23,6
		2	1138	-	-	-	214	286	404	507	10,1	14,6	11,4
		4	1072	-	-	-	202	269	393	471	10,1	14,6	5,1
		6	1044	-	-	-	197	262	352	454	9,6	14,6	3,4
	25×2	1	747	-	-	-	176	235	338	961	10,6	14,3	25,9
		2	718	-	-	-	169	226	314	937	10,6	13,0	12,4
		4	666	-	-	-	157	209	302	893	10,6	13,0	5,5
		6	642	-	-	-	151	202	641	873	10,2	13,0	3,6
1200	20×2	1	1701	-	-	-	-	427	625	765	14,5	18,7	34,2
		2	1658	-	-	-	-	417	595	740	14,5	17,6	16,5
		4	1580	-	-	-	-	397	582	697	14,5	17,6	7,9
		6	1544	-	-	-	-	388	510	677	13,1	17,6	4,9
	25×2	1	1083	-	-	-	-	340	494	-	16,4	17,9	37,5
		2	1048	-	-	-	-	329	464	-	16,4	16,5	17,9
		4	986	-	-	-	-	310	451	-	16,4	16,5	8,4
		6	958	-	-	-	-	301	-	-	14,2	16,5	5,2

Коефіцієнт теплопровідності розчинів NaOH, λ , Вт/м·К

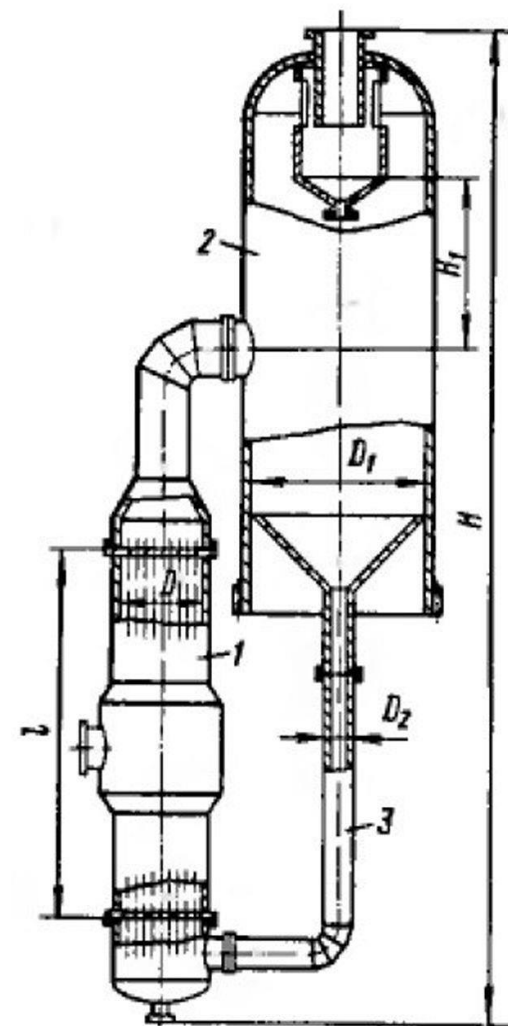
Концентрація, %	Температура, °С									
	0	30	50	60	70	80	90	100	110	120
0	0,552	0,618	0,648	0,660	0,668	0,675	0,681	0,683	0,686	0,687
5	0,527	0,558	0,573	0,578	0,583	0,588	0,590	0,592	0,594	0,595
10	0,524	0,552	0,567	0,573	0,573	0,581	0,584	0,585	0,587	0,588
15	0,521	0,548	0,561	0,567	0,571	0,575	0,578	0,580	0,581	0,582
20	0,520	0,545	0,558	0,563	0,568	0,571	0,574	0,575	0,576	0,577
30	0,519	0,541	0,552	0,556	0,560	0,563	0,566	0,567	0,568	0,569
40	0,519	0,539	0,548	0,553	0,556	0,559	0,561	0,562	0,563	0,564

Динамічний коефіцієнт в'язкості розчинів водних розчинів NaOH в залежності від температури, мПа·с

Концентрація, %	Температура, °С							
	20	30	40	50	60	80	100	120
10	1,86	1,45	1,16	0,98	0,91	0,7	0,65	0,6
20	4,48	3,3	2,48	2	1,63	1,27	1,15	1,08
30	13	9	6,3	4,6	3,4	2,16	1,82	1,71
40	40	23	14	9,2	5,44	3,62	2,72	2,37
50	-	46	25	16	8,03	5,54	3,97	3,42

Технічна характеристика випарного апарата з природною циркуляцією та винесеною грючою камерою

F,	м²	D, мм.	D₁, мм.	D₂, мм.	H, мм,	M, кг.
<i>l</i> =4000 мм	<i>l</i> =5000 мм.	не менше	не більше	не більше	не більше	не більше
10	—	400	600	200	12 000	1 700
16	—	400	800	250	12 000	2 500
25	—	600	1000	300	12 500	3 000
40	—	600	1200	400	12 500	4 700
63	—	800	1600	500	13 000	7 500
100	112	1000	1800	600	13 000	8 500
125	140	1000	2200	700	13 500	11 500
160	180	1200	2400	700	13 500	12 000
200	224	1200	2800	800	14 500	14 800
250	280	1400	3200	900	14 500	15 000
315	355	1600	3600	1000	15 000	21 000
—	400	1600	3800	1000	15 000	26 500
—	450	1600	4000	1000	15 000	31 800
—	500	1600	4500	1200	16 500	33 000
—	560	1800	4500	1200	17 000	38 300
—	630	1800	5000	1200	17 000	40 000
—	710	2000	5000	1400	18 000	50 000
—	800	2000	5600	1400	18 000	55 000



1 – грюча камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляційна камера.

Диаграмма Рамзина. ID-диаграмма состояний влажного воздуха

