

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Зав. кафедри

\_\_\_\_\_   
підпис, дата

## Кваліфікаційна робота бакалавра

зі спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"  
освітня програма "Комп'ютерний інжиніринг  
обладнання хімічних виробництв"

Тема роботи: Ректифікаційна установка. Розробити кожухотрубний теплообмінник з паровим простором для випаровування бензолу

Виконав:  
студент групи ХМз-73-9с  
Турчин Денис В'ячеславович

\_\_\_\_\_   
підпис

Залікова книжка

№ \_\_\_\_\_

Кваліфікаційна робота бакалавра  
захищена на засіданні ЕК

з оцінкою \_\_\_\_\_

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**Підпис голови**  
(заступника голови) комісії

Керівник:

канд. техн. наук, ст. викладач

Острога Руслан Олексійович

\_\_\_\_\_   
підпис, дата

**СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**  
**Кафедра хімічної інженерії**

Спеціальність 133 "Галузеве машинобудування"  
Освітня програма "Комп'ютерний інжиніринг обладнання хімічних виробництв"

Курс 4      Група ХМз-73-9с

**ЗАВДАННЯ**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА**

Студенту Турчину Денису В'ячеславовичу

1 Тема роботи: Ректифікаційна установка. Розробити кожухотрубний теплообмінник з паровим простором для випаровування бензолу

2 Вихідні дані: Розробити кожухотрубний випарник з паровим простором продуктивністю 80 т/добу (за бензолом). Тиск у міжтрубному просторі апарату 0,2 МПа. По трубному просторі рухається гарячий теплоносій (насичена водяна пара) з початковою температурою 120°C.

3 Перелік обов'язкового графічного матеріалу (аркуші А1):

- |  |            |
|--|------------|
| 1. <u>Технологічна схема установки</u>                 | – 0,5 арк. |
| 2. <u>Складальне креслення випарника</u>               | – 1,0 арк. |
| 3. <u>Складальні креслення кришки і трубного пучка</u> | – 1,5 арк. |

4 Рекомендована література: 1. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: Р. О. Острога, М. С. Скиданенко, Я. Е. Михайловський, А. В. Іванія. – Суми : СумДУ, 2019. – 32 с.; 2. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів : навчальний посібник / укладачі: Л.Г. Воронін, А.Р. Степанюк, Л.І. Ружинська. – Київ : НТУУ «КПІ», 2011 – 68 с.

5 Етапи виконання кваліфікаційної роботи:

Етапи та розділи проектування	ТИЖНІ				
	1	2,3	4,5	6,7	8
1 Вступна частина	x				
2 Технологічна частина		xx			
3 Проектно-конструкторська частина			xx		
4 Розробка креслень				xx	
5 Оформлення записки					x
6 Захист роботи					x

6 Дата видачі завдання

жовтень 2020 р.

Керівник

\_\_\_\_\_

підпис

ст. викл. Острога Р.О.

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 43 с., 3 рис., 2 табл., 1 додаток, 19 джерел.

Графічні матеріали: технологічна схема ректифікаційної установки, складальне креслення кожухотрубного випарника, складальні креслення кришки і трубного пучка – усього 4 аркуші графічної частини (3,0×А1).

Тема кваліфікаційної роботи «Ректифікаційна установка. Розробити кожухотрубний теплообмінник з паровим простором для випаровування бензолу».

У роботі наведено теоретичні основи та особливості теплообмінних процесів, виконано технологічні розрахунки апарату, визначено його габаритні розміри, проведено гідравлічні розрахунки, обґрунтовано вибір конструкційних матеріалів для виготовлення основних деталей та вузлів кожухотрубного випарника, розраховано і вибрано допоміжне обладнання. Розрахунками на міцність та герметичність доведена надійність роботи проектного апарату. Також було описано заходи щодо монтажу і ремонту кожухотрубного теплообмінника. У розділі «Охорона праці» розглянуто метеорологічні умови у виробничих приміщеннях, а також нормування параметрів мікроклімату.

Ключові слова: ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА, КОЖУХОТРУБНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ВИПАРНИК, БЕНЗОЛ, РОЗРАХУНОК, МОНТАЖ, РЕМОНТ, МІКРОКЛІМАТ.

## Зміст

	С.
Вступ	5
1 Технологічна частина	6
1.1 Опис технологічної схеми ректифікаційної установки	6
1.2 Теоретичні основи теплообмінних процесів	7
1.2.1 Призначення і класифікація теплообмінних апаратів	7
1.2.2 Методика розрахунку теплообмінників	8
1.2.3 Основні елементи конструкції кожухотрубних апаратів	12
1.3 Опис кожухотрубного випарника та вибір основних конструкційних матеріалів	15
2 Технологічні розрахунки процесу та апарату	18
2.1 Технологічні розрахунки	18
2.2 Конструктивні розрахунки	21
2.3 Гідравлічні розрахунки	22
2.4 Розрахунок і вибір допоміжного обладнання	24
3 Розрахунки апарата на міцність та герметичність	28
3.1 Визначення товщини стінки корпусу апарату та кришки	28
3.2 Розрахунок сідлової опори	31
4 Монтаж та ремонт апарату	33
4.1 Монтаж апарату	33
4.2 Ремонт апарату	34
5 Охорона праці	37
Список літератури	42
Додаток – Специфікації до складальних креслеників	

					<b>ХІ.Т.00.00.00 ПЗ</b>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Турчин</i>				<b>Кожухотрубний випарник Пояснювальна записка</b>	<i>Лім.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Острога</i>						4	43
<i>Реценз.</i>						<b>СумДУ, ХМЗ-73-9с</b>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>	<i>Склабінський</i>							

## Вступ [1]

Теплообмінними апаратами, або теплообмінниками, називаються пристрої для передачі тепла від одних середовищ (гарячих теплоносіїв) до інших (холодних теплоносіїв). Теплообмінні апарати застосовуються для нагрівання і охолодження речовин у різних агрегатних станах, випаровування рідин і конденсації пари, перегонки і сублімації, абсорбції та адсорбції, розплавлення твердих тіл і кристалізації, відведення і підведення тепла при проведенні екзо- та ендотермічних реакцій і т. д. Відповідно до свого призначення теплообмінні апарати називають підігрівниками, холодильниками, випарниками, конденсаторами, дистиляторами, субліматорами, плавильниками тощо.

У хімічних виробництвах до 70 % теплообмінних апаратів застосовують для середовищ рідина – рідина та пара – рідина при тиску до 1 МПа і температурі до 200°C. Для зазначених умов розроблені і серійно виготовляються теплообмінні апарати загального призначення кожухотрубного та спірального типів.

У даному кваліфікаційному проекті розглядається та проектується один із таких теплообмінних апаратів – кожухотрубний випарник. Це теплообмінний апарат, в якому холодоагент кипить за рахунок теплоти, що віднімається у гарячого теплоносія.

Технологічне призначення теплообмінників різноманітне. Зазвичай, розрізняються власне теплообмінники, в яких передача тепла є основним процесом, і реактори, в яких тепловий процес відіграє допоміжну роль.

Теплообмінники-випарники кожухотрубного типу застосовують у холодильних установках для випаровування низькокиплячих холодоагентів при охолодженні нагрітих робочих середовищ до низьких температур, а також у ректифікаційних та десорбційних установках у якості парогенеруючого обладнання для обігріву нижньої частини колони потоками пари киплячого компонента.

Кваліфікаційна робота бакалавра являє собою комплексне навчально-дослідне та практичне розроблення, що виконане у відповідності до методичних вказівок [2] із представленням усіх регламентованих розділів.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<b>5</b>

# 1 Технологічна частина

## 1.1 Опис технологічної схеми ректифікаційної установки

Ректифікаційна установка являє собою сукупність пов'язаних між собою машин та апаратів, використовуваних для розділення бікомпонентних та багатокомпонентних речовин на окремі речовини або їх фракції. Технологічну схему безперервно діючої ректифікаційної установки представлено на рис. 1.

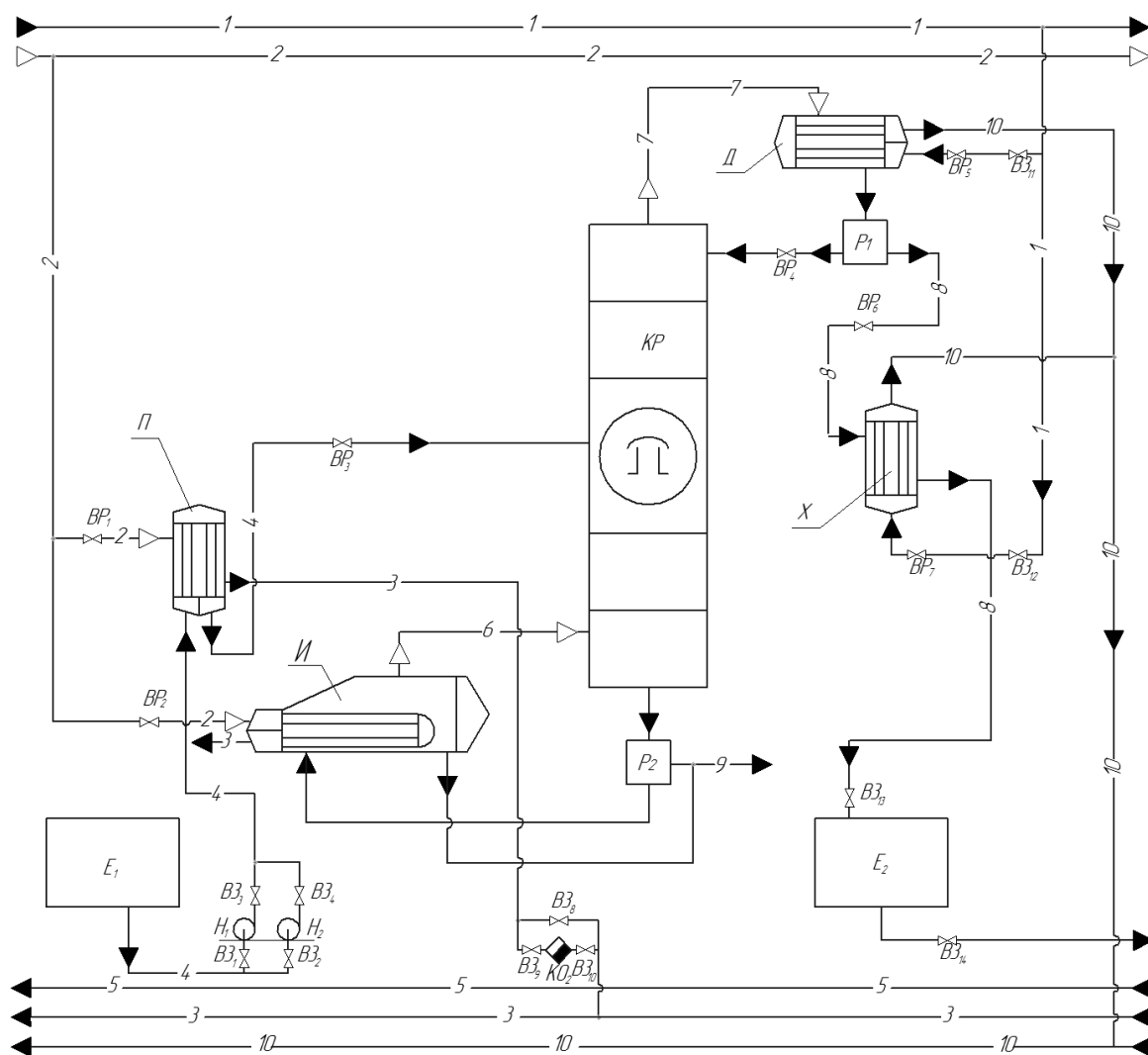


Рисунок 1 – Технологічна схема ректифікаційної установки

Принцип роботи даної установки полягає у наступному. Вихідний розчин зі збірника  $E_1$  за допомогою двох відцентрових насосів  $H_1$  і  $H_2$  подається у трубний простір кожухотрубного підігрівача  $П$ , де підігрівается до температури кипіння потоком гріючої пари, яка конденсується у міжтрубному просторі теплообмінни-

ка. Нагрітий розчин спрямовується у секцію живлення атмосферної ректифікаційної колони *KP*.

На тарілці живлення колони склад рідини відповідає складу вихідної суміші. У результаті розділення суміші через нижній штуцер колони відводиться кубовий залишок (бензол), який відкачується у товарний парк продукту. Частина кубового залишку відбирається на розподільнику  $P_2$  та надходить у випарник з паровим простором  $I$ , у якому за рахунок тепла насиченої водяної пари, що подається в трубний простір апарату. Відбувається закипання бензолу із утворенням пари труднокиплячого компонента, який повертається під нижню тарілку ректифікаційної колони у якості її парового зрошення.

У верхній частині колони відбувається процес зміцнення пари легкокиплячим компонентом за рахунок багатоступеневого контактування на ковпачкових тарілках зі стікаючою зверху вниз флегмою. Пара, що відводиться з верхньої частини колони, надходить у дефлегматор  $D$ , де конденсується в міжтрубному просторі теплообмінника за рахунок відведення тепла холодоагенту, який рухається через трубний простір. Частина отриманого конденсату у вигляді флегмового зрошення повертається в колону. А відібраний на розподільнику  $P_1$  дистиллят додатково охолоджується у вертикальному холодильнику  $X$ , після чого спрямовується в ємність  $E_2$ . А уже з неї відкачується у якості готового продукту споживачеві.

## 1.2 Теоретичні основи теплообмінних процесів

### 1.2.1 Призначення і класифікація теплообмінних апаратів [1, 3]

Теплообмінним апаратом (теплообмінником) називається пристрій, в якому відбувається передача теплоти від одного середовища до іншого. Середовища, які беруть участь в теплообміні, називаються теплоносіями. У якості теплоносіїв можуть використовуватися пари різних речовин, газу, рідини і рідкі метали. Теплоносієм, який має більш високу температуру, називається первинним, а сприймаючий теплоту теплоносієм, із більш низькою температурою, називається вторинним.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Передача теплоти може здійснюватися при безпосередньому контакті обох теплоносіїв, або через тверду поверхню, що розділяє середовища. За цією ознакою теплообмінні апарати відповідно поділяються на контактні і поверхневі. Контактні апарати, у свою чергу, поділяються на змішувачі, в яких теплообмін відбувається при змішуванні обох теплоносіїв, і барботажні, де один із теплоносіїв прокачується через інший без змішування. У змішувальних апаратах теплообмін відбувається одночасно з масообміном. У поверхневих апаратах процес теплопередачі включає в себе тепловіддачу від первинного теплоносія до поверхні теплообміну, перенесення теплоти через поверхню і тепловіддачу від поверхні теплообміну до вторинного теплоносія. Поверхневі апарати поділяються на рекуперативні і регенеративні. У рекуперативних апаратах обидві сторони поверхні теплообміну безперервно омиваються теплоносієм, і напрямок теплового потоку в стінці поверхні теплообміну зберігається незмінним. У регенеративних апаратах поверхню теплообміну поперемінно омивають то один теплоносієм, то інший, тому напрямок теплового потоку в стінках поверхні теплообміну періодично змінюється.

За типом поверхні теплообміну розрізняють апарати трубчасті (кожухотрубні апарати з гладкими, оребреними або профільованими трубками) і пластинчасті, в яких поверхня теплообміну утворена плоскими або гофрованими листами. За просторовою орієнтації поверхні теплообміну апарати діляться на горизонтальні і вертикальні. Класифікувати апарати можна і за родом теплоносіїв на водоводяні, пароводяні, повітряні та ін., а також і за ознакою наявності або відсутності зміни агрегатного стану одного або обох теплоносіїв. За цією ознакою можна виділити апарати без зміни агрегатного стану, а також зі зміною агрегатного стану теплоносіїв – кипінням або конденсацією. Іншим принципом класифікації теплообмінних апаратів є їх функціональне призначення, за яким апарати поділяються на конденсатори, підігрівачі, охолоджувачі і т. д.

### 1.2.2 Методика розрахунку теплообмінників [4, 5]

Вибір теплообмінника здійснюється за площею поверхні теплопередачі, яка розраховується за формулою:

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
						<b>8</b>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{CP}}, \quad (1)$$

де  $Q$  – тепловий потік в апараті, Вт;

$K$  – загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t_{CP}$  – середня різниця температур між теплоносіями, °С.

Коефіцієнт теплопередачі для плоскої стінки або при великому радіусі її кривизни ( $d_B / d_H > 0,5$ ) складе:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі теплоносіїв, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_{CT}$  – товщина стінки теплопередаючої поверхні, м;

$\lambda_{CT}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·К).

Середня різниця температур при протічній або протитічній русі теплоносіїв становить:

$$\Delta t_{сep} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (3)$$

де  $\Delta t_B$  і  $\Delta t_M$  – різниці температур (великої й малої) теплоносіїв на кінцях теплообмінника.

Середня температура теплоносія, за якою визначаються його теплофізичні властивості, знаходиться двома способами. Для теплоносіїв, температури яких змінюються від початкової  $t_1$  до кінцевої  $t_2$  і  $t_2 / t_1 < 2$ , приймають середньоарифметичну температуру  $t_{CP} = (t_1 + t_2) / 2$ .

Для теплоносія, у якого  $t_2 / t_1 > 2$  середню температуру розраховують за формулою:

$$t_{CP} = \theta_{CP} \pm \Delta t_{CP}. \quad (4)$$

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
						<b>9</b>
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Основні критерії подібності, які застосовуються у розрахунках процесів конвективного теплообміну при вимушеному русі теплоносіїв, наведені нижче.

Критерій Нуссельта характеризує теплообмін між теплоносієм і стінкою:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (5)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$l$  – визначальний геометричний розмір, м;

$\lambda$  – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К).

Критерій Рейнольдса характеризує гідродинамічний режим руху теплоносія:

$$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu}, \quad (6)$$

де  $w$  – швидкість теплоносія, м/с;

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

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

Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості теплоносія:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}, \quad (7)$$

де  $c$  – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К).

Критерій Грасгофа характеризує режим руху теплоносія при вільній конвекції:

$$Gr = \frac{l^3 \cdot g \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot \Delta\theta}{\mu^2}, \quad (8)$$

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

$g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$\Delta\theta$  – частковий температурний напір (різниця між температурою гарячого теплоносія і температурою стінки або між температурою стінки і температурою холодного теплоносія), К.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Під час вимушеної конвекції теплоносії рухаються уздовж поверхні теплообміну з певною швидкістю під дією зовнішньої сили, наприклад, сили тяжіння або сили тиску, що розвивається насосом, компресором або вентилятором.

Критерії  $Re$ ,  $Pr$  і  $Gr$  є визначеними, а критерій  $Nu$  – невизначеним (тобто залежить від інших критеріїв подібності).

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при течії рідини в прямих трубах рекомендуються [4] наступні критеріальні рівняння:

$$- \text{для ламінарного режиму} \quad Nu_2 = 0,74 \cdot (Re_2 \cdot Pr_2)^{0,2} \cdot (Gr_2 \cdot Pr_2)^{0,1}; \quad (9)$$

$$- \text{для перехідного режиму} \quad Nu_2 = 0,008 \cdot Re_2^{0,9} \cdot Pr_2^{0,43}; \quad (10)$$

$$- \text{для турбулентного режиму} \quad Nu_2 = 0,023 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,4}. \quad (11)$$

Рівняння тепловіддачі при кипінні рідин істотно розрізняються в залежності від виду термомеханічного режиму цього енергоємного гетерогенного процесу, що супроводжується фазовим перетворенням. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  можна виразити без прямого звернення до методів статистики через узагальнений критерій Нусельта  $Nu^*$  і за допомогою модифікованого критерію Рейнольдса  $Re^*$  і критерію Прандтля  $Pr$ :

$$Nu^* = C \cdot Re^{*n_1} \cdot Pr^{n_2}, \quad (12)$$

де  $C$ ,  $n_1$ ,  $n_2$  – постійні.

Також в умовах як вільного, так і вимушеного руху теплоносія можна використовувати перетворене рівняння (12), якому надають спрощений вигляд – більш зручний для визначення усередненого значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  через рушійну силу процесу  $\Delta T_{кин}$  [7]:

$$\alpha = b^3 \cdot \frac{\lambda^2 \cdot (\Delta T_{кин})^2}{\nu \cdot \sigma \cdot |T_{кин}|}. \quad (13)$$

У рівнянні (13) усі позначення відповідають позначенням рівнянь (5) – (8), а  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу, [Н/м].

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Чисельне значення безрозмірною функції  $b$ , визначаємо з рівняння:

$$b = 0,75 + 7,5 \cdot \left( \frac{\rho_{II}}{\rho_P - \rho_{II}} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (14)$$

де  $\rho_P, \rho_{II}$  – густини рідини і пари відповідно,  $\text{кг/м}^3$ .

### 1.2.3 Основні елементи конструкції кожухотрубних апаратів [1, 6, 7]

Конструкція теплообмінного апарату повинна забезпечувати проектний рівень теплової ефективності і при цьому бути технологічною, надійною протягом передбаченого проектом терміну служби, безпечною при виготовленні, монтажі та експлуатації, а також передбачати можливість огляду, очищення і ремонту.

Основу кожухотрубних теплообмінних апаратів складають трубки зазвичай круглого перетину, укладені в кожух таким чином, що осі трубок і корпусу паралельні. Найважливішими елементами конструкції теплообмінних апаратів є трубні пучки, корпуси, вхідні, вихідні і поворотні камери, а також патрубки, через які здійснюються підведення і відведення теплоносіїв.

**Корпуси та опори.** Корпус теплообмінного апарату є оболонкою, що вміщає взаємодіючі між собою теплоносії в контактних (змішувальних) апаратах, а також трубний пучок в поверхневих апаратах. Зазвичай корпус має вигляд циліндра, всередині якого розміщені трубні поверхні теплообміну і циркулює теплоносій. Циліндричні обичайки набули широкого поширення, оскільки відрізняються простотою виготовлення і раціональною витратою матеріалу. Обичайка корпусу виготовляється зі сталевий листової заготовки відповідного розміру, краї якої з'єднуються поздовжнім зварним швом. Кожух малого розміру (діаметром до 0,6 м) можна виготовити з цільної труби відповідної довжини.

Теплоносій надходить в кожух через вхідний патрубок і виходить через вихідний. Патрубки зазвичай виготовляються зі стандартних труб, які приварюються до кожуха. Там, де потрібен рівномірний розподіл теплоносія по довжині або периметру корпусу, а також захист трубок від динамічного впливу потоку, застосовуються спеціальні конструктивні елементи – концентричні розсікачі, паровідбійні щити, парові сорочки і т. д.

Корпуси теплообмінників можуть сприймати вплив термічних напружень, що виникають внаслідок різного температурного подовження трубного пучка і корпусу. Для зменшення цих напружень на корпусі встановлюються лінзові компенсатори.

Товщина стінок корпусу розраховується виходячи з величини допустимих напружень, а також із умови стійкості форми. Для додання жорсткості корпуси великих розмірів посилюються приварними ребрами.

Корпуси теплообмінних апаратів монтуються на різних опорах залежно від просторової орієнтації апарату, його ваги і габаритів, а також від його місця в компонованні установки.

Апарати з плоским днищем можуть встановлюватися безпосередньо на фундамент. Вертикальні апарати найчастіше мають у якості опор окремі лапи, в кількості не менше двох, які жорстко з'єднані з корпусом і спираються на спеціальні конструкції, так що апарат знаходиться у підвішеному стані.

Горизонтальні апарати встановлюються на зварні сідлові опори, які розміщуються в нижній частині корпусу і можуть бути як від'ємними, так і жорстко з'єднаними з апаратом.

**Водяні камери.** Водяні камери призначені для підведення і відведення теплоносіїв, а також розподілу їх по трубах апарату. Водяні камери приєднуються до корпусів апаратів за допомогою зварного або фланцевого з'єднання. Форма поперечного перерізу водяних камер визначається компонованням трубного пучка і розмірами корпусу апарату і повинна забезпечувати мінімальні напруження в металі, а також максимально низькі величини гідравлічного опору. Залежно від числа ходів води в апараті водяні камери розділяються глухими перегородками на необхідну кількість відсіків. Водяні камери виготовляються з того ж металу, що і обичайки корпусів.

Найменшу розрахункову товщину мають сферичні днища. Однак вартість виготовлення сферичних днищ є найбільш високою. Еліптичні днища найкраще пручаються внутрішньому тиску. На кришки водяних камер діють великі зусилля від тиску теплоносія.

**Трубні дошки і проміжні перегородки.** Трубні дошки теплообмінних апаратів призначені для кріплення трубок і об'єднання їх в трубний пучок. Трубна дошка являє собою пластину, форма якої відповідає формі поперечного перерізу корпусу апарату і його водяних камер. Кількість і розташування отворів під трубки визначаються прийнятим компонуванням трубного пучка. Кріплення трубної дошки до корпусу апарату проводиться або приварюванням до корпусу, або шляхом затиснення її між сталевими фланцями кришки і корпусу з прокладками для герметизації.

Трубні дошки сприймають навантаження від різниці тисків теплоносіїв в водяних камерах і між трубному просторі. Пружною підставкою для трубної дошки є фланці корпусу і трубки апарату. Товщина трубної дошки визначається з умови міцності на вигин із урахуванням ослаблення розрахункового поперечного перерізу пластини отворами під трубки.

Проміжні перегородки забезпечують необхідний спосіб зовнішнього обтікання теплоносієм трубного пучка, підвищують швидкість руху міжтрубного теплоносія, перешкоджають провисанню і підвищеній вібрації трубок, посилюють корпус апарату, а у вертикальних апаратах з конденсацією пари сприяють відведенню конденсату і зменшенню середньої товщини конденсатної плівки на трубках, що, у свою чергу, дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну.

Товщина проміжних перегородок зазвичай знаходиться в межах від 8 до 25 мм у залежності від типу апарату і вібраційних характеристик трубок в пучку. Розміщення отворів у проміжних перегородках, через які проходять трубки, таке ж, як і на трубній дошці. Отвори повинні мати діаметр, як правило, на 0,2–0,4 мм більший, ніж зовнішній діаметр трубок. Краї отворів повинні округляти жолобником для зниження інтенсивності зносу трубок при терті їх в отворах перегородки. У місцях, не зайнятих трубками, в перегородках іноді виконуються вікна для вирівнювання розподілу теплоносія в міжтрубному просторі по довжині апарату.

Поперечні перегородки прості у виготовленні і зручні при монтажі. Матеріалом проміжних перегородок служить низьковуглецева сталь. Кріплення проміжних перегородок до корпусу теплообмінного апарату проводиться за допомогою зварювання в декількох точках по периметру прилягання.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<b>14</b>

**Трубки.** Теплообмінні трубки є одним із найбільш відповідальних елементів теплообмінних апаратів. На даний час більшість теплообмінних апаратів різного призначення оснащуються суцільнотягненими безшовними трубками із зовнішнім діаметром від 12 до 30 мм, виготовленими як з кольорових металів (латуні та інших мідно-нікелевих сплавів), так і з нержавіючої сталі. Товщина стінки трубок у більшості випадків становить від 1,0 до 1,5 мм, іноді застосовуються трубки з товщиною стінки 0,75 мм, а в периферійних рядах трубних пучків з боку входу пари іноді встановлюються трубки з товщиною стінки 1,5–2,0 мм, що мають більший запас міцності і зносостійкості.

Трубки менших діаметрів не знаходять практичного застосування, незважаючи на те, що компактність апаратів зі зменшенням діаметра трубок зростає. Це пов'язано зі збільшенням трудомісткості виготовлення і збирання, а також ускладненням очищення апаратів в умовах експлуатації.

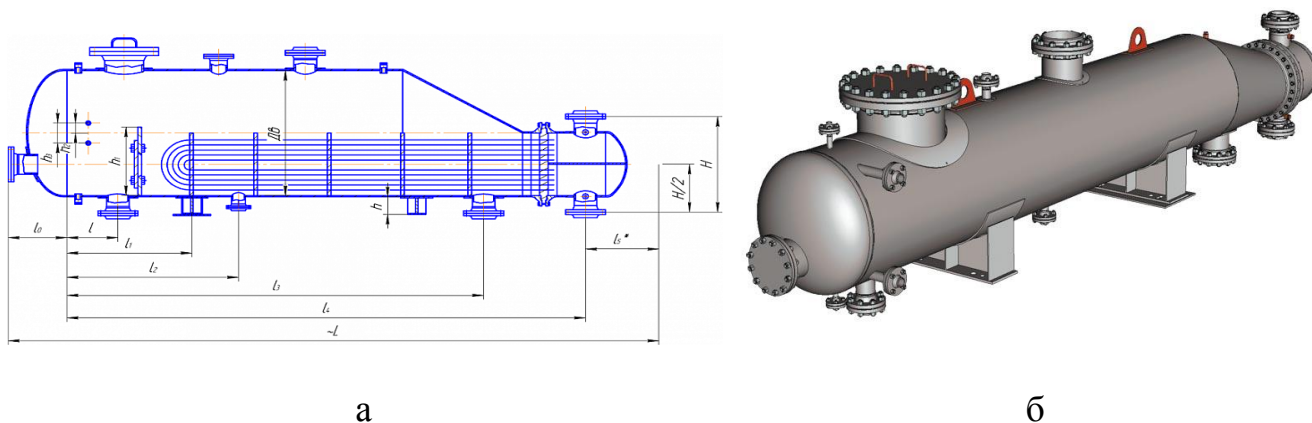
Довжина заготовок трубок, що випускаються заводами, досягає на даний час 9–12 м. У сучасних теплообмінних апаратах застосовуються прямі, U- і П-подібні, а також спіральні трубки.

### **1.3 Опис кожухотрубного випарника та вибір основних конструкційних матеріалів**

Основними елементами кожухотрубних теплообмінників є пучки труб, трубні решітки, корпус, кришки, патрубки, перегородки і ущільнення. Кінці труб кріпляться в трубних решітках розвальцюванням, зварюванням і пайкою. Схема та модель проєктованого випарника з паровим простором типу ТП представлені на рис. 2.

**Принцип роботи випарника.** При температурі кипіння під абсолютним тиском 0,2 МПа у міжтрубний простір теплообмінника подається бензол. При цьому через патрубок у розподільну камеру надходить насичена водяна пара при температурі 120°C. За допомогою теплопередачі через стінку теплообмінних труб відбувається випаровування бензолу. Відпрацьована водяна пара виводиться з апарату через нижній патрубок розподільної камери.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<b>15</b>



а б  
Рисунок 2 – Принципова схема (а) та модель (б)  
проектваного кожухотрубного випарника

Утворені пари бензолу залишають апарат через патрубок на кожусі. Рівень рідини у випарнику підтримується за допомогою переливної планки. Рідина, яка перевищила встановлений планкою рівень, виводиться за межі апарату.

Вибір конструктивних матеріалів для виготовлення основних деталей та вузлів апарату проводився на підставі джерел [8–10]. Вибір матеріалу диктується в основному його корозійною стійкістю і теплопровідністю, причому конструкція теплообмінного апарату істотно залежить від властивостей вибраного матеріалу.

Матеріали для виготовлення кожухотрубного випарника з паровим простором вибираємо відповідно до специфіки його експлуатації, при цьому враховуємо можливу зміну вихідних фізико-хімічних властивостей матеріалів під впливом робочого середовища, температури і хіміко-технологічного процесу, що протікає.

Також слід враховувати механічні властивості матеріалу, технологічність виготовлення, хімічну стійкість проти роз’їдання, теплопровідність тощо.

Вибір конструкційного матеріалу робимо, виходячи із його невисокої вартості та не дефіцитності, але щоб можна було забезпечити ефективну технологічність виготовлення.

Таким чином, на підставі вищезазначеного, для виготовлення корпусу, фланців, розподільних камер, а також деталей, які працюють під тиском раціонально використовувати сталь 16ГС. Фізико-механічні властивості сталі 16ГС приведені в табл. 1.



Таблиця 1 – Основні фізико-механічні властивості сталі 16ГС

Показник	Значення
Модуль пружності E, МПа	200000
Модуль зсуву G, МПа	77000
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7850
Межа міцності $\sigma_B$ , МПа	не менше 360
Межа текучості $\sigma_T$ , МПа	не менше 180
Відносне звуження $\psi$ , %	56
Відносне подовження $\delta$ , %	25
Твердість по Брінеллю, НВ	115
Зварюваність	без обмежень

Для виготовлення теплообмінних труб, штуцерів, крипіжних деталей (болти, гайки, шпильки), панелей, кронштейнів, ребер жорсткості і т. ін. використовуємо сталь 20. Фізико-механічні властивості сталі 20 приведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Основні фізико-механічні властивості сталі 20

Показник	Значення
Модуль пружності E, МПа	200000
Модуль зсуву G, МПа	74000
Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7850
Межа міцності $\sigma_B$ , МПа	не менше 420
Межа текучості $\sigma_T$ , МПа	не менше 250
Відносне звуження $\psi$ , %	40
Відносне подовження $\delta$ , %	16
Твердість по Брінеллю, НВ	156
Зварюваність	без обмежень, окрім хіміко-термічно оброблених деталей

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

**XI.T.00.00.00 ПЗ**

Лист

17

## 2 Технологічні розрахунки процесу та апарату

### 2.1 Технологічні розрахунки

Технологічний розрахунок процесу проводимо у відповідності до методики, що викладена у джерелі [1].

Бензол потрапляє в апарат при температурі кипіння, яка при заданому тиску 0,2 МПа становить 96°C [11]).

Тому теплове навантаження випарника у нашому випадку дорівнює:

$$Q = Q_{\text{вип}} = G_x \cdot r_x, \quad (15)$$

де  $r_x$  – питома теплота пароутворення бензолу,  $r_x = 380$  кДж/кг [11].

$$Q = Q_{\text{вип}} = \frac{80 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} \cdot 380 = 352 \text{ (кВт)}.$$

Витрата насиченої водяної пари:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_{\text{н2}} - t_{\text{к2}})}, \quad (16)$$

де  $c_2$  – теплоємність водяної пари,  $c_2 = 2,2$  кДж/(кг·К) [11];

$t_{\text{к2}}$  – кінцева температура водяної пари.

Для навчальних розрахунків можна прийняти припущення, що температура кипіння бензолу на 10°C нижче кінцевої температури водяної пари [12]. Отже, приймаємо  $t_{\text{к2}} = 106^\circ\text{C}$ .

$$G_2 = \frac{352}{2,2 \cdot (120 - 106)} = 11,4 \text{ (кг/с)}.$$

Середню різницю температур визначаємо за рівнянням (3):

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{24 - 10}{\ln\left(\frac{24}{10}\right)} = 16^\circ\text{C},$$

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>18</b>

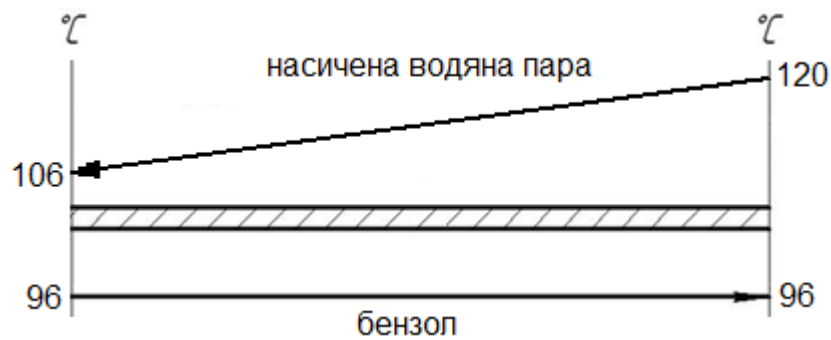


Рисунок 3 – Температурна схема теплообмінного процесу

де більша різниця температур дорівнює  $\Delta t_B = 120 - 96 = 24^\circ\text{C}$ ;

менша різниця температур дорівнює  $\Delta t_M = 106 - 96 = 10^\circ\text{C}$ .

Попередньо, за рівнянням (1), розраховуємо поверхню теплопередачі:

$$F = \frac{352 \cdot 10^3}{400 \cdot 16} = 55 (\text{м}^2).$$

Вибираємо стандартизований теплообмінник із наступними характеристиками: поверхня теплообміну  $F = 62 \text{ м}^2$ ; внутрішній діаметр кожуха  $D = 1,0 \text{ м}$ ; довжина труб  $L = 6,0 \text{ м}$ ; сортамент труб –  $\text{Ø}25 \times 2 \text{ мм}$ ; кількість трубних пучків – 1; кількість труб у трубному пучку – 132; площа прохідного перетину одного ходу по трубах  $s_{mp} = 0,23 \text{ м}^2$ .

Фактична швидкість руху водяної пари у трубах:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot s_{mp} \cdot n}, \quad (17)$$

де  $\rho_2 = 0,85 \text{ кг/м}^3$  – густина водяної пари при усередненій температурі;

$n$  – число ходів по трубах. Відповідно до прийнятої конструкції апарату  $n = 2$ .

$$w_2 = \frac{11,4}{0,85 \cdot 0,23 \cdot 2} = 29,2 (\text{м/с}).$$

Фізичні параметри водяної пари [11]: динамічний коефіцієнт в'язкості  $\mu_2 = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_2 = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ; коефіцієнт об'ємного розширення теплоносія  $\beta_2 = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$ .

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Критерій Рейнольдса визначаємо за рівнянням (6):

$$Re = \frac{29,2 \cdot 0,021 \cdot 0,85}{12,5 \cdot 10^{-6}} = 41698.$$

Критерій Прандтля визначаємо за рівнянням (7):

$$Pr = \frac{12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 2,2 \cdot 10^3}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 1,1.$$

За чисельним значенням критерію Рейнольдса можемо встановити, що режим руху водяної пари в трубах є турбулентним. Отже, для визначення критерію Нусельта використовуємо рівняння (11):

$$Nu_2 = 0,023 \cdot 41698^{0,8} \cdot 1,1^{0,4} = 119.$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначаємо з рівняння (5):

$$\alpha_2 = \frac{119 \cdot 0,25}{0,021} = 1417 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони бензолу  $\alpha_x$  визначаємо з рівняння (13), попередньо розрахувавши за рівнянням (14) значення безрозмірної функції  $b$ :

$$b = 0,75 + 7,5 \cdot \left( \frac{7}{800 - 7} \right)^{2/3} = 1,07.$$

Фізичні параметри бензолу [11]:  $\nu_x = 0,14 \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\lambda_x = 0,12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ,  $\sigma_x = 0,02 \text{ Н}/\text{м}$ .

$$\alpha = 1,07 \cdot \frac{0,12^2 \cdot 105^2}{0,14 \cdot 0,02 \cdot 96} = 632 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Далі, за рівнянням (2), визначаємо реальний коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1417} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{632}} = 429 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>20</b>

## 2.2 Конструктивні розрахунки

Розрахункова поверхня випарника складе:

$$F_p = \frac{352 \cdot 10^3}{429 \cdot 16} = 51,3 (\text{м}^2).$$

Запас поверхні:

$$\Delta = \frac{F - F_p}{F} \cdot 100\% , \quad (18)$$

$$\Delta = \frac{62 - 51,3}{62} \cdot 100\% = 17\% .$$

Отриманий запас поверхні знаходиться в межах допустимих значень для нормальної роботи теплообмінного обладнання [12].

Остаточо вибираємо випарник типу ТП із наступними характеристиками: поверхня теплообміну  $F = 62 \text{ м}^2$ ; внутрішній діаметр кожуха  $D = 1,0 \text{ м}$ ; довжина труб  $L = 6,0 \text{ м}$ ; сортамент труб –  $\text{Ø}25 \times 2 \text{ мм}$ ; кількість трубних пучків – 1; кількість труб у трубному пучку – 132; площа прохідного перетину одного ходу по трубах  $s_{\text{тр}} = 0,23 \text{ м}^2$ .

Діаметри штуцерів теплообмінника для підведення та відведення теплоносіїв:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}} , \quad (19)$$

де  $V$  і  $G$  – об'ємна і масова витрати рідини/пари відповідно,  $\text{м}^3/\text{с}$  і  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$\rho$  – густина потоку середовища,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$w$  – швидкість витікання середовища,  $\text{м}/\text{с}$ .

Рекомендовані швидкості руху теплоносіїв приймаємо у відповідності до [11].

Діаметр патрубку для входу бензолу в апарат:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,926}{3,14 \cdot 800 \cdot 1,5}} = 0,031 (\text{м}).$$

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>21</b>

Діаметр патрубкa для виходу парів бензолу:

$$d_{x.вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,926}{3,14 \cdot 7 \cdot 15}} = 0,1 \text{ (м)}.$$

Діаметр патрубків для входу та виходу водяної пари:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,4}{3,14 \cdot 0,85 \cdot 20}} = 0,092 \text{ (м)}.$$

Приймаємо в проектуваному кожухотрубному випарнику стандартизовані патрубкi: для входу бензолу  $D_y = 32$  мм; для виходу парів бензолу  $D_y = 100$  мм; для входу та виходу водяної пари  $D_y = 100$  мм.

### 2.3 Гідравлічні розрахунки

Гідравлічні розрахунки теплообмінника виконуємо у відповідності до методики, що представлена у [13].

Повний напір, необхідний для руху рідини або газу через теплообмінник, визначаємо за такою формулою:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{TP} + \Sigma \Delta P_M + \Sigma \Delta P_y + \Sigma \Delta P_G, \quad (20)$$

де  $\Sigma \Delta P_{TP}$  – сума гідравлічних втрат на тертя, Па;

$\Sigma \Delta P_M$  – сума втрат напору в місцевих опорах, Па;

$\Sigma \Delta P_y$  – сума втрат напору, обумовлених прискоренням потоку, Па;

$\Sigma \Delta P_G$  – перепад тиску для подолання стовпа рідини, Па.

Гідравлічні втрати на тертя в каналах при поздовжньому омиванні пучка труб теплообмінного апарату визначаємо за формулою:

$$\Delta P_{TP} = \lambda_{TP} \cdot \frac{L}{d_E} \cdot \frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2}, \quad (21)$$

де  $\lambda_{TP}$  – коефіцієнт опору тертя.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>22</b>

$$\lambda_{TP} = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta}{d_E} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (22)$$

де  $\Delta$  – абсолютна шорсткість поверхні труб, мм.

Для сталевих нових труб  $\Delta = 0,06-0,1$  мм, для сталевих труб, що були в експлуатації, з незначною корозією  $\Delta = 0,1-0,2$  мм.

$$\lambda_{TP} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,1}{0,021} + \frac{68}{41698} \right)^{0,25} = 0,163.$$

$$\Delta P_{TP} = 0,163 \cdot \frac{6}{0,021} \cdot \frac{29,2^2 \cdot 0,85}{2} = 16876 \text{ (Па)}.$$

Гідравлічні втрати тиску в місцевих опорах визначаємо за формулою:

$$\Delta P_M = \xi \cdot \frac{w_e^2 \cdot \rho_e}{2}, \quad (23)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт місцевого опору. Його знаходять як суму опорів кожного елемента випарника:  $\xi = 2 \cdot \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4$  (вхідна і вихідна камери  $\xi_1 = 1,5$ , вхід у труби  $\xi_2 = 0,5$  і вихід із них  $\xi_3 = 1$ , поворот на  $180^\circ$  між ходами  $\xi_4 = 1,5$  [14]).

$$\xi = 2 \cdot 1,5 + 0,5 + 1 + 1,5 = 6.$$

$$\Delta P_M = 6 \cdot \frac{29,2^2 \cdot 0,85}{2} = 2174 \text{ (Па)}.$$

Оскільки для крапельних рідин втрати тиску  $\Delta P_y$  мізерно малі, то вони в розрахунок не приймаються, тобто арифметично  $\Delta P_y = 0$ .

Перепад тиску для подолання гідростатичного стовпа рідини дорівнює нулю  $\Delta P_r = 0$ , оскільки випарник не сполучається із навколишнім середовищем.

Таким чином, повний гідравлічний напір складе:

$$\Delta P = 16876 + 2174 = 19050 \text{ (Па)}.$$

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>23</b>

## 2.4 Розрахунок і вибір допоміжного обладнання

**Розрахунок і вибір насосу  $H_1$  ( $H_2$ )** (див. схему на рис. 1) [14].

Для всмоктуючого і нагнітального трубопроводів прийmemo однакову швидкість плинy рідини, що дорівнює  $w = 2$  м/с.

Діаметр трубопроводу визначаємо за рівнянням:

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot w}}, \quad (24)$$

де  $V$  – об'ємна витрата вихідної суміші, м<sup>3</sup>/с.

$$d = \sqrt{\frac{3,47 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 2}} = 0,047 \approx 0,050 \text{ м.}$$

Визначаємо критерій Рейнольдса для рідини в трубопроводі:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho_p}{\mu}, \quad (25)$$

$$\text{Re} = \frac{2 \cdot 0,050 \cdot 800}{0,25 \cdot 10^{-3}} = 320000,$$

тобто режим турбулентний.

Абсолютну шорсткість трубопроводу приймаємо  $\Delta = 2 \cdot 10^{-4}$  м.

Тоді:

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{2 \cdot 10^{-4}}{0,050} = 0,004.$$

Далі отримаємо:

$$\frac{1}{e} = 250; \quad 560 \cdot \frac{1}{e} = 140000; \quad 10 \cdot \frac{1}{e} = 2500;$$

$$\text{Re} > 560 \cdot \frac{1}{e}.$$



Для зони, що є автотомодельною по відношенню до Re :

$$\lambda = 0,11 \cdot e^{0,25}, \quad (26)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot 0,004^{0,25} = 0,028.$$

Далі визначаємо суму коефіцієнтів місцевих опорів окремо для всмоктуючої і нагнітальної ліній.

Для всмоктуючої лінії:

1) вхід у трубу (приймаємо з гострими краями)  $\xi_1 = 0,5$ ;

2) 2 коліна з кутом  $90^\circ$   $\xi_2 = 2 \cdot 1,1 = 2,2$ .

$$\Sigma \xi = \xi_1 + \xi_2;$$

$$\Sigma \xi = 0,5 + 2,2 = 2,7.$$

Для нагнітальної лінії:

1) вентиля проточні, 2 шт.  $\xi_1 = 2 \cdot 0,65 = 1,3$ ;

2) 3 коліна з кутом  $90^\circ$   $\xi_2 = 3 \cdot 1,1 = 3,3$ ;

3) вихід із труби  $\xi_3 = 1$ .

$$\Sigma \xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3;$$

$$\Sigma \xi = 1,3 + 3,3 + 1 = 5,6.$$

Втрачений напір у всмоктуючій лінії знаходимо за формулою:

$$h_{П.ВС.} = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d_E} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}, \quad (27)$$

де  $l, d_E$  – відповідно довжина і еквівалентний діаметр трубопроводу.

$$h_{П.ВС.} = \left( 0,028 \cdot \frac{8}{0,050} + 2,7 \right) \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} = 1,46 \text{ м.}$$

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>25</b>

Втрачений напір в нагнітальній лінії знаходимо за формулою (27):

$$h_{п.НАГ.} = \left( 0,028 \cdot \frac{12}{0,050} + 5,6 \right) \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} = 2,51 \text{ м.}$$

Загальні втрати напору:

$$h_{п} = h_{п.ВС.} + h_{п.НАГ.}, \quad (28)$$

$$h_{п} = 1,46 + 2,51 = 3,97 \text{ м.}$$

Знаходимо напір насоса за рівнянням:

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho_p \cdot g} + H_{Г.} + h_{п}, \quad (29)$$

де  $(P_2 - P_1)$  – різниця тисків в апараті і в ємності, із якої подається рідина;

$H_{Г.}$  – геометрична висота підйому рідини.

$$H = \frac{0,1}{800 \cdot 9,81} + 6 + 3,97 = 10,0 \text{ м.}$$

Корисну потужність насоса визначаємо за рівнянням:

$$N_{п} = \rho_p \cdot g \cdot Q \cdot H, \quad (30)$$

де  $Q$  – подача (витрата),  $Q = 3,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;

$H$  – напір насоса.

$$N_{п} = 800 \cdot 9,81 \cdot 3,47 \cdot 10^{-3} \cdot 10,0 = 272 \text{ Вт.}$$

Потужність, яку повинен розвивати електродвигун насоса на вихідному валу при сталому режимі роботи:

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>26</b>

$$N = \frac{N_{II}}{\eta_{пер} \cdot \eta_n}, \quad (31)$$

де  $\eta_n, \eta_{пер}$  – коефіцієнти корисної дії відповідно насоса і передачі від електродвигуна до насоса. Приймаємо  $\eta_n = 0,6$  і  $\eta_{пер} = 1$ .

Отримуємо:

$$N = \frac{272}{1 \cdot 0,6} = 454 \text{ Вт.}$$

Вибираємо відцентровий насос марки ЦНС 13-18 із наступними характеристиками: об'ємна подача насоса 13 м<sup>3</sup>/год.; напір насоса 18 м; потужність, споживана насосом 2,5 кВт.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>27</b>

### 3 Розрахунки апарата на міцність та герметичність

#### 3.1 Визначення товщини стінки корпусу апарату та кришки

Розрахунок проводимо відповідно до методики, що викладена у джерелі [15]. Приймаємо робочий тиск у міжтрубному просторі 0,2 МПа.

Знаходимо величину нормативної допустимого напруження для сталі 16ГС при розрахунковій температурі 100°C:  $\sigma^* = 200$  МПа.

Допустиме напруження:

$$[\sigma] = \sigma^* \cdot \eta, \quad (32)$$

де  $\eta = 1$  – поправковий коефіцієнт для листового прокату.

$$[\sigma] = 200 \cdot 1 = 200 \text{ (МПа)}.$$

Допустиме напруження при гідравлічних випробуваннях:

$$[\sigma]_{II} = \frac{\sigma_T^{20}}{1,1}, \quad (33)$$

де  $\sigma_T^{20} = 280$  МПа – межа плинності сталі 16ГС при температурі 20°C.

$$[\sigma]_{II} = \frac{280}{1,1} = 255 \text{ (МПа)}.$$

Далі визначаємо розрахунковий тиск:

$$P_p = P + P_T, \quad (34)$$

$$P_T = g \cdot \rho_p \cdot H_p; \quad (35)$$

$$P_T = 9,81 \cdot 800 \cdot 0,6 = 0,005 \text{ (МПа)};$$

$$P_p = 0,2 + 0,005 = 0,205 \text{ (МПа)}.$$

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>28</b>

Оскільки розрахунковий тиск менше 0,5 МПа, то пробний тиск при гідравлічних випробуваннях визначаємо за рівнянням:

$$P_H = \max \left\{ \frac{1,5 \cdot P_P \cdot [\sigma]_{20}}{[\sigma]}, 0,2 \right\}, \quad (36)$$

де  $[\sigma]_{20} = \sigma_{20}^* = 196$  МПа – допустиме напруження сталі 16ГС при температурі 20°C.

$$P_H = \max \left\{ \frac{1,5 \cdot 0,205 \cdot 196}{200} = 0,3, 0,2 \right\} = 0,3 \text{ (МПа)}.$$

Розрахункова товщина циліндричної обичайки:

$$S_P^H = \max \left\{ \frac{P_P \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_P}, \frac{P_H \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_H - P_H} \right\}, \quad (37)$$

де  $\varphi = 1$  – коефіцієнт міцності зварних швів із двостороннім суцільним проваром, виконаних автоматичним або напівавтоматичним зварюванням.

$$S_P^H = \max \left\{ \frac{0,205 \cdot 1000}{2 \cdot 1 \cdot 200 - 0,205} = 0,51, \frac{0,3 \cdot 1000}{2 \cdot 1 \cdot 255 - 0,3} = 0,59 \right\} = 0,59 \text{ (мм)}.$$

Виконавча товщина циліндричної обичайки:

$$S_H \geq S_P^H + c, \quad (38)$$

де  $c$  – прибавка до розрахункових товщин конструктивних елементів:

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \quad (39)$$

$c_1$  – прибавка для компенсації корозії та ерозії;

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>29</b>

$c_2$  – прибавка для компенсації мінусового допуску;

$c_3$  – технологічна прибавка.

Приймаємо, що  $c_2 = c_3 = 0$ . Прибавку для компенсації корозії та ерозії визначаємо за рівнянням:

$$c_1 = P \cdot \tau, \quad (40)$$

де  $P = 0,12$  мм/рік – проникність сталі 16ГС;

$\tau = 15$  років – термін служби теплообмінника.

$$c = c_1 = 0,12 \cdot 15 = 1,8 \text{ (мм)};$$

$$S_{II} = 0,59 + 1,8 = 2,39 \text{ (мм)}.$$

Приймаємо  $S_{II} = 4$  мм.

Розрахункова товщина еліптичного днища:

$$S_P^E = \max \left\{ \frac{P_P \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot P_P}, \frac{P_{II} \cdot D}{2 \cdot \phi \cdot [\sigma]_{II} - 0,5 \cdot P_{II}} \right\}, \quad (41)$$

$$S_P^E = \max \left\{ \frac{0,205 \cdot 1000}{2 \cdot 1 \cdot 200 - 0,5 \cdot 0,205} = 0,51, \frac{0,3 \cdot 1000}{2 \cdot 1 \cdot 255 - 0,5 \cdot 0,3} = 0,59 \right\} = 0,59 \text{ (мм)}.$$

Виконавча товщина еліптичного днища:

$$S_E \geq S_P^E + c; \quad (42)$$

$$S_E = 0,59 + 1,8 = 2,39.$$

Приймаємо  $S_E = 4$  мм.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>30</b>

### 3.2 Розрахунок сідлової опори

Розрахунок проводимо відповідно до методики, що викладена у джерелі [15].

Знаходимо масу обичайки кожуха:

$$m_k = \left[ \frac{\pi \cdot (D + 2 \cdot S_{\text{ц}})^2}{4} - \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right] \cdot H \cdot \rho, \quad (43)$$

де  $\rho$  – щільність сталі;  $\rho = 7890 \text{ кг/м}^3$ .

$$m_k = \left[ \frac{3,14 \cdot (1 + 2 \cdot 0,004)^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \right] \cdot 6 \cdot 7890 = 597 \text{ (кг)}.$$

Маса еліптичного днища і кришки відповідно дорівнюють:

$$m_E = 1,24 \cdot D^2 \cdot S_E \cdot \rho; \quad (44)$$

$$m_{E_{\text{дн}}} = 1,24 \cdot 1^2 \cdot 0,004 \cdot 7890 = 39 \text{ (кг)};$$

$$m_{E_{\text{кр}}} = 1,24 \cdot 0,6^2 \cdot 0,004 \cdot 7890 = 14,1 \text{ (кг)}.$$

Маса труб:

$$m_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_n^2 - d_{\text{вн}}^2) \cdot H \cdot n \cdot \rho, \quad (45)$$

$$m_{\text{тр}} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,025^2 - 0,021^2) \cdot 6 \cdot 132 \cdot 7890 = 903 \text{ (кг)}.$$

Маса фланця з решіткою:

$$m_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\phi}^2}{4} \cdot h_{\phi} \cdot \rho, \quad (46)$$

де  $D_{\phi}$  – зовнішній діаметр фланця, м;

$h_{\phi}$  – висота фланця, м.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>31</b>

$$m_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,61^2}{4} \cdot 0,06 \cdot 7890 = 138 \text{ (кг)}.$$

Об'єм міжтрубного простору:

$$V_{\text{мтр}} = f_{\text{мтр}} \cdot H, \quad (47)$$

$$V_{\text{мтр}} = 0,2 \cdot 6 = 1,2 \text{ (м}^3\text{)}.$$

При коефіцієнті заповнення  $\varphi = 0,5$  маса бензолу в апараті складе:

$$m_x = V_{\text{мтр}} \cdot \rho_x \cdot \varphi, \quad (48)$$

$$m_x = 1,2 \cdot 800 \cdot 0,5 = 480 \text{ (кг)}.$$

Сила тяжіння апарату в робочому стані:

$$G = g \cdot (m_k + m_{\text{Эдн}} + m_{\text{Экр}} + m_{\text{мр}} + m_{\phi} + m_x); \quad (49)$$

$$G = 9,81 \cdot (597 + 39 + 14,1 + 903 + 138 + 480) = 21300 \text{ (Н)}.$$

Приймаємо кількість опор  $n = 2$  шт.

Навантаження на одну опору складе:

$$Q = \frac{G}{n}; \quad (50)$$

$$Q = \frac{21300}{2} = 10650 \text{ (Н)}.$$

Остаточню приймаємо стандартну сідлову опору 400-514-2-II, конструктивні розміри якої (умовні позначення див. рис. 6):  $D = 1000$  мм;  $R = 514$  мм;  $S_1 = 8$  мм;  $S_2 = 14$  мм;  $L = 1000$ ;  $A = 650$  мм;  $A_1 = 550$  мм;  $A_2 = 400$  мм;  $l = 980$  мм;  $B = 250$  мм;  $L_1 = 1020$  мм; втулка для опори М48;  $S = 6$  мм;  $B_2 = 360$  мм.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>32</b>



## 4 Монтаж та ремонт апарату

### 4.1 Монтаж апарату [16]

Випарник бензолу з паровим простором відноситься до кожухотрубних теплообмінників. Технологія монтажу апаратів такої конструкції залежить від місця і способу їх установки. Вони можуть бути встановлені на відкритому майданчику, на постаменті чи в середині будівлі, а також горизонтально чи вертикально.

У нашому випадку мова йде про горизонтальний апарат, який розміщений на відкритому майданчику на нульовій позначці. Фундаменти виконують у вигляді двох залізобетонних стовпів з анкерними болтами під опори. При монтажі встановлюють нерухому і рухому опори. Гайки на болтах не закручують повністю (залишають зазор 1–2 мм), щоб апарат міг вільно переміщуватись в горизонтальному напрямку. При установці опор, які мають змогу переміщуватися, перевіряють рівномірність прилягання ковзенок до опорних поверхонь і їх перпендикулярність осі апарата. Горизонтальність апарату перевіряють за рівнеміром.

У деяких випадках при монтажі проводять контрольне розбирання (ревізію) кожухотрубних теплообмінників. При цьому перевіряють наявність прокладок, комплектність знімних деталей, правильність їх взаємного розташування.

Для виявлення дефектів у розвальцьовуванні і обварці трубок трубний пучок спресовують (при знятій розподільній камері і кришці) шляхом подачі води в міжтрубний простір. При цьому також оглядають корпус теплообмінника. Дефекти розвальцьовування або обварки усувають.

Горизонтальне обладнання монтують за допомогою одного або двох (спарених) кранів. Спосіб підйому і вантажопідйомність кранів вибирають в залежності від розміру і маси обладнання, висоти і конфігурації фундаменту або постаменту під обладнання, наявності розташованих поруч будівельних конструкцій та ін.

Горизонтальні апарати особливо великої маси і при підйомі на значну висоту часто монтують за допомогою двох кранів. Монтаж починають з підйому апарата із вихідного горизонтального положення без відриву його від землі.

Коли установка одного з кранів із зовнішньої сторони фундаментів неможлива, монтаж апаратів виконують лише маневруванням стріли крана. У тих випадках,

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<b>33</b>

коли при підйомі апаратів неможливо розташувати крани із зовнішньої сторони фундаментів і проїхати між фундаментами, збільшують виліт стріли кранів або переміщують крани з піднятим апаратом у межах їх вантажної характеристики.

## 4.2 Ремонт апарату [16]

Теплообмінники із трубною системою мають підвищену надійність, що дозволяє їм функціонувати без збоїв протягом довгих років. Але не варто забувати, що планове технічне обслуговування просто необхідне для профілактики поломок. Циркулюючий теплоносій з часом засмічує стінки трубок, осідаючи на їх поверхні та перешкоджаючи вільному потоку. Уникнути передчасного виходу обладнання із ладу та зберегти ефективність дозволить регулярне очищення трубчатки. Завдяки систематичному промиванню є можливість тривалий час підтримувати робочі параметри у нормі. Безпосередньо ремонт кожухотрубних теплообмінників, у більшості випадків, необхідний лише у разі надмірного зношення обладнання.

Найбільш поширеними дефектами поламаних теплообмінників є наступні:

1. *Виривання трубок із трубних решіток.* Дана проблема зазвичай виникає через нерівномірне розширення трубок та корпусу. Варіанти вирішення:

- зачистка місця розриву і обварювання трубки заново;
- висвердлювання трубки і установка нової трубки;
- зачистка і заглушка трубки.

Якщо встановлюються заглушки на дефектні трубки, необхідно враховувати, що опір даної ділянки зростає, а також трохи погіршується теплообмін. Зазвичай, теплообмінники розраховують таким чином, щоб без сильного впливу на технологічний процес можна було загнушити до 10 % трубок. У кожному разі це питання треба вивчати окремо.

2. *Наскрізна корозія трубок.* Дана проблема виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підібраному матеріалі трубчатки. Варіанти вирішення:

- висвердлювання трубки і установка нової трубки;
- зачистка і заглушка трубки.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>34</b>

Так само, як і в описаному вище випадку, при встановленні заглушок необхідно дотримуватись вимог з урахуванням збільшеного опору. Із огляду на причини виникнення наскрізної корозії, можна припустити, що із великою ймовірністю, найближчим часом можуть почати виходити із ладу іншу трубки.

Нерідко при виникненні наскрізної корозії найбільш ефективним шляхом є просто заміна трубного пучка (виготовлення нового трубного пучка). Це особливо актуально, якщо повторний дефект виник швидко після першої поломки.

3. *Наскрізна корозія корпусу чи камери.* Дана проблема, так само як і наскрізна корозія трубок, зазвичай виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підібраному матеріалі.

Варіанти вирішення:

- підварювання або установка заплатки;
- виготовлення нової камери чи корпусу.

4. *Засмічення трубок чи міжтрубного простору.* Ця проблема може виникнути в тому випадку, якщо один із теплоносіїв не фільтрується належним чином, або якщо відбувається поява природного нагару (наприклад, при роботі з вихлопними газами).

Варіанти вирішення:

- механічне очищення;
- хімічне очищення.

Якщо засмічення відбувається через відсутність належної фільтрації середовищ, рекомендується установка необхідних фільтрів. Якщо ж відбувається поява нагару, швидше за все, це обумовлено технологічними моментами. У такому випадку треба визначати, коли відбувається чергове засмічення теплообмінника (вимірювання температури або протитиску) і чистити його.

Подібні роботи слід проводити на місці експлуатації. У разі необхідності фахівці повинні виїхати на місце і провести цю роботу, але в більшості випадків ці операції виробляє експлуатаційний персонал.

5. *Покриття накипом та іншими відкладеннями.* Ця проблема може виникнути в тому випадку, якщо один з теплоносіїв є рідина (вода) з невідповідним для

даного процесу хімічним складом (наприклад, надмірно мінералізована). Варіанти вирішення: очистка за допомогою спеціальних хімічних засобів.

У разі появи великого шару мінеральних відкладень (накипу) хімічне очищення може бути неефективним. У такому випадку трубний пучок не підлягатиме ремонту і буде необхідно виготовити новий трубний пучок.

Дефектні штуцера і трубні решітки при досягненні максимальних величин зносу і прогину замінюються.

Свищі і тріщини усуваються шляхом заварки або постановкою накладок з попереднім видаленням дефектної ділянки.

За допомогою кольорової дефектоскопії визначають протяжність і положення кінців тріщин, виявлених в корпусі. Ці кінці до заварки засвердлюють свердлами діаметром 3–4 мм. Некрізні тріщини глибиною не більше 0,4 товщини стінки розправляються під заварку односторонньою вирубкою на максимальну глибину тріщини зі зняттям крайок під кутом 50–60°. При тріщині понад 100 мм зварювання проводять оберненоступеневим методом. Наскрізні і некрізні тріщини глибиною більше 0,4 товщини стінки обробляють на всю товщину вирубкою зубилом або газорізкою. При появі гніздових тріщин пошкоджені місця вирізають і закривають латками без гострих кутів. Латки вваривать в рівень з основним металом. Площа латки не повинна перевищувати площі листа апарату.

Надійність ліквідації поверхневих дефектів контролюють магнітною або ультразвуковою дефектоскопією. Допускається глибина пошкодження в межах 10–20 % товщини стінки в залежності від розмірів ушкодження.

Усі поверхні ущільнювачів слід контролювати магнітною або ультразвуковою дефектоскопією на відсутність тріщин. Після ремонту конденсатора його піддають гідравлічним або пневматичним випробуванням.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<b>36</b>

## 5 Охорона праці

### **Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях. Нормування параметрів мікроклімату [17, 18].**

Одним із необхідних умов здорової і високопродуктивної праці на виробництві є забезпечення нормальних метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. До метеорологічних умов виробничого середовища відносяться: температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря, барометричний тиск і теплове випромінювання [17, 18].

Температура повітря є основним чинником, що визначає мікроклімат виробничого приміщення. Висока температура повітря у виробничих приміщеннях викликає швидко стомлюваність працюючого, перегрів організму і велике потовиділення. Це веде до зниження уваги, млявості і може навіть стати причиною нещасного випадку. При потовиділенні разом із водою з організму людини видаляються мінеральні солі (до 1 %), вітаміни С і В, згущується кров, підвищується кількість гемоглобіну, вміст цукру, і кальцію, знижується кислотність шлункового соку, посилюється витрата вуглеводів і розпад білків. Низька температура навпаки, може викликати місцеве або загальне охолодження організму і стати причиною ряду простудних захворювань – ангіни, ревматизму, катару верхніх дихальних шляхів, грипу [17].

Вологість повітря, тобто вміст у ньому парів води. Вологість буває абсолютною, максимальною і відносною. У повітрі, надмірно насиченому водяними парами, утруднюється випаровування вологи з поверхні шкіри і легенів, що може різко погіршити стан і знизити працездатність людини. При високій вологості та низькій температурі повітря відбувається більш інтенсивна тепловіддача організму, при високій вологості і високій температурі – тепловіддача утруднена. А низька вологість повітря при низькій температурі не робить помітного впливу на самопочуття людини. При низькій вологості і високій температурі відбувається посилена втрата вологи організмом, з'являється сухість слизових оболонок верхніх дихальних шляхів і кашель [17].

Для створення здорових умов праці важливе значення має і швидкість руху повітря. Остання сприяє віддачі організмом тепла у зовнішнє середовище і прискорює випаровування вологи з поверхні шкіри, полегшуючи тим самим самопочуття людини при високій температурі і високій відносній вологості. Необхідно відзначити, що після  $36,5^{\circ}\text{C}$  збільшення швидкості руху повітря дає протилежний, тобто нагрівальний ефект [18].

Здатність людського організму підтримувати постійну температуру тіла при зміні параметрів мікроклімату називається терморегуляцією. Вона забезпечується встановленням певного співвідношення між теплоутворенням у результаті зміни речовин (хімічна терморегуляція), і тепловіддачею (фізична терморегуляція). Дослідженнями встановлено, що при температурі  $18^{\circ}\text{C}$  людина може працювати повною віддачею. Під час роботи в «гарячому» мікрокліматі ( $30^{\circ}\text{C}$ ) продуктивність праці знижується на 20–30 % [19].

Плюс певний вплив на організм людини надає барометричний тиск, оскільки він впливає на парціальний тиск основних компонентів повітря (кисню та азоту), а отже, на процес дихання. Життєдіяльність людини може проходити досить в широкому інтервалі близько 550–950 мм. рт. ст. Однак, для здоров'я людини важлива не сама величина тиску, а швидка його зміна [18].

Гігієнічне нормування виробничого мікроклімату здійснюється відповідно до СанПіН від 30.04.2013 № 33 «Санітарні правила і норми. Вимоги до мікроклімату робочих місць у виробничих і офісних приміщеннях» і ГОСТом 12.1.005-88 «Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги».

ГОСТ 12.1.005-88 встановлює оптимальні параметри температури, відносної вологості та швидкості повітря у залежності від енерговитрат людини та пори року, крім того, даний ГОСТ враховує і кількість теплонадлишків у робочій зоні [17].

Залежно від надлишку явного тепла усі виробничі приміщення поділяються на дві категорії [17]:

- приміщення з незначними надлишками тепла, в яких тепловиділення від устаткування, людей не перевищує  $23 \text{ Дж/с}\cdot\text{м}^3$  (м'ясні, овочеві, рибні та цеха);

- приміщення зі значним надлишком явного тепла, в яких надлишок явного тепла більш  $23 \text{ Дж/с}\cdot\text{м}^3$  (гарячий цех, пічне опалення хлібозаводу, кондитерські цехи).

Період року характеризується середньодобовою температурою зовнішнього повітря  $+10^\circ\text{C}$  і вище, вважається теплим, а нижче  $+10^\circ\text{C}$  – холодним [19].

Категорії робіт – це розмежування робіт на основі загальні витрати організму людини, ккал/год. І всі роботи діляться на три категорії [17]:

I – легка, енерговитрати до 172 Вт;

II – середньої тяжкості і має дві підгрупи: IIa – 172–232 Вт; IIб – 232–293 Вт;

III – важка, енерговитрати більше 293 Вт.

ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ регламентує оптимальні та допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень.

Поліпшення метеорологічних умов у виробничих приміщеннях здійснюється насамперед технічними засобами ще на стадії проектування – це механізація і автоматизація трудомістких робіт, виробничих процесів, а також застосування дистанційного керування і спостереження, коли обслуговуючий персонал знаходиться в приміщеннях з нормальним мікрокліматом [18].

Забезпечення нормальних параметрів мікроклімату досягається також у результаті зменшення теплових втрат, теплоізоляції апаратів і трубопроводів, застосуванням вентиляції робочих місць, екранування обладнання та забезпечення його герметичності, використання засобів індивідуального захисту, питного режиму, раціональної організації праці та відпочинку [17].

Теплоізоляція є ефективним заходом не тільки щодо зменшення інтенсивності теплового випромінювання від нагрітих поверхонь, але і загальних теплоносіїв, а також для запобігання опіків при дотику до цих поверхонь. За діючими санітарними нормами температура нагрітих поверхонь обладнання і огорожень на робочих місцях не повинна перевищувати  $45^\circ\text{C}$ , а для обладнання, всередині якого температура дорівнює або нижче  $100^\circ\text{C}$  – не більше  $35^\circ\text{C}$ . Для теплоізоляції застосовують різноманітні матеріали і конструкції (спеціальні бетони і цегла, міне-

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>39</b>

ральну і скляну вату, азбест і т. д.). Важливу роль відіграє і забарвлення зовнішніх поверхонь нагрітих тел. Так, розрахунки показують, що покриття прес-форм алюмінієвою фарбою призводить до зниження променевої тепловіддачі у 2 рази, а витрата електроенергії на їх нагрівання – на 4 % [17].

Найбільш ефективним і поширеним способом захисту від теплового випромінювання є екранування. За принципом роботи екрани умовно поділяються на теплопоглинальні, тепловідображаючі і тепловідвідні, а у залежності від можливості спостереження за технологічним процесом екрани поділяються на три типи: непрозорі, напівпрозорі і прозорі. Матеріалами для тепловідображаючих екранів служить листовий алюміній, алюмінієва фольга; для теплопоглинальних екранів – азбестові щити, вогнетривкі цегли; тепловідвідні екрани представляють собою зварні або литі конструкції, що охолоджуються водою, яка протікає всередині [17].

До напівпрозорих екранів відносяться металеві сітки, ланцюгові ланки, армоване скло, водяні, повітряно-водяні завіси, що знижують інтенсивність теплового випромінювання до 80 %. У якості прозорих екранів використовують силікатне скло, кварцове і органічне скло [17].

Герметичність нагрітого обладнання порушується внаслідок постійної деформації швів, стиків конструкції апаратів, що призводить до погіршення метеорологічних умов. Плюс особливе значення для попередження перегріву організму у виробничих умовах має раціональний питний режим, режим праці та водні процедури. За існуючим у нашій країні законодавством працюючі у цехах із підвищеними тепловиділеннями (більше 20 ккал/м<sup>3</sup>·год.) забезпечуються підсоленою газованою водою, що містить від 0,2 до 0,5 % хлориду натрію. Пиття такої води сприяє зменшенню спеки, потовиділення, зниження температури тіла, підвищення продуктивності праці. Окрім того, слід враховувати можливий несприятливий вплив різкої зміни температури на робочому місці, наприклад, при температурі близько 40°C температура повітря в кімнаті відпочинку повинна підтримуватися на рівні 25–28°C [17].

Велике значення для створення нормальних метеорологічних умов має раціональне розміщення обладнання. Так, апарати з великими тепловиділеннями розміщують на відкритому повітрі або в окремих ізольованих приміщеннях, розмі-

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		<b>40</b>



щуючи їх переважно в один ряд. Також важливим технічним засобом забезпечення нормальних метеорологічних умов є вентиляція. Швидкість повітря при загальнообмінній вентиляції повинна бути не менше 0,3 м/с, при місцевій – 0,7–2 м/с. Якщо інтенсивність теплового випромінювання перевищує 348 Вт/м<sup>2</sup>, то передбачається душування робочого місця [18].

Найбільш ефективним засобом створення оптимальних умов мікроклімату і чистоти повітря є кондиціонування повітря, при якому здійснюється регулювання не тільки температури повітря, а і його вологість, швидкість і очищення від пилу.

Чималу роль у профілактиці перегрівання грають індивідуальні засоби захисту. Спецодяг повинен бути повітро- і вологопроникний (бавовняний, лляний). Для захисту від інфрачервоного випромінювання використовують відображаючі тканини, на поверхні яких розпорошено тонкий шар металів. Для захисту голови від випромінювання застосовують дюралеві, фіброві каски, повстяні капелюхи, а від перегріву і опіків застосовують капелюхи з широкими полями з повсті, фетру або сукна. Для захисту ніг застосовують спеціальне взуття. Матеріал взуття повинен бути стійким проти підвищеної температури, опромінення, іскор, малотеплопровідний і повітропроникний. Для захисту рук застосовують брезентові рукавиці. Для захисту очей від впливу енергії випромінювання використовують окуляри зі світлофільтрами. Світлофільтр підбирають зі спектральною характеристикою, що відповідає спектральному діапазону потоку випромінювання, для захисту від якого окуляри призначені. Для захисту обличчя та очей використовують щитки з органічного скла, металевої сітки і комбіновані (зі скла і сітки) маски зі світлофільтром [19].

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<b>41</b>

## Список літератури

1. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів : навчальний посібник / укладачі: Л.Г. Воронін, А.Р. Степанюк, Л.І. Ружинська. – Київ : НТУУ «КПІ», 2011 – 68 с.
2. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: Р. О. Острога, М. С. Скиданенко, Я. Е. Михайловський, А. В. Іванія. – Суми : Сумський державний університет, 2019. – 32 с.
3. Теплообмінники енергетичних установок [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://openedu.urfu.ru/files/book/%D0%93%D0%BB%D0%B0%D0%B2%D0%B0%201.html>
4. Маньковский О. Н. Теплообменная аппаратура химических производств: Инженерные методы расчета / О. Н. Маньковский, А. Р. Толчинский, М. В. Александров. – Ленинград : Химия, 1976. – 368 с.
5. Методичні вказівки та контрольні завдання для самостійної роботи з дисципліни «Процеси та апарати хімічних виробництв (частина 1)» / укладачі: Я.Е. Михайловський, М.П. Юхименко. – Суми: Вид-во СумДУ, 2010. – 61 с.
6. Плановский А. Н. Процессы и аппараты химической и нефтяной технологии / А. Н. Плановский, П. И. Николаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1972. – 494 с.
7. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – М. : Химия, 1973. – 752 с.
8. Лашинский А. А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры / А. А. Лашинский, А. Р. Толчинский. – Л. : Машиностроение, 1970. – 752 с.
9. Лашинский А. А. Конструирование сварных химических аппаратов : Справочник / А. А. Лашинский. – Л. : Машиностроение, 1981. – 382 с.
10. Марочник сталей и сплавов / В. Г. Сорокин, А. В. Волосникова, С. А. Вяткин [и др.]. – Под общ. ред. Сорокина В. Г. – М. : Машиностроение, 1989. – 640 с.

					<b>XI.T.00.00.00 ПЗ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

11. Врагов А. П. Матеріали до розрахунків процесів та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв: Навчальний посібник / А. П. Врагов, Я. Е. Михайловський, С. І. Якушко. – За ред. А. П. Врагова. – Суми : Вид-во СумДУ, 2008. – 170 с.

12. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : Учебное пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.

13. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи / Под общ. ред. В. Н. Соколова. – Л. : Машиностроение, 1982. – 384 с.

14. Основные процессы и аппараты химической технологии : Пособие по проектированию / Под ред. Дытнерского Ю. И. – М. : Химия, 1983. – 272 с.

15. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Примеры и задачи : Учеб. пособие для студентов вузов / М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко [и др.]. – Под общ. ред. Михалева М. Ф. – Л. : Машиностроение, 1984. – 301 с.

16. Фарамазов С. А. Ремонт и монтаж оборудования химических и нефтеперерабатывающих заводов / С. А. Фарамазов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1980. – 312 с.

17. Метеорологічні умови виробничого середовища та їх вплив на здоров'я, і працездатність людини. Нормування параметрів мікроклімату [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://studfile.net/preview/5441078/page:16/>

18. Метеорологічні умови виробничого середовища та їх нормування [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://znaytovar.ru/s/Meteorologicheskie-usloviya-proi.html>

19. Виробничий мікроклімат і основні методи його оптимізації [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://laborprotection.3dn.ru/book/pages/4.html>