МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
КОМП'ЮТЕРНОЇ ФІЗИКИ ТА ЕНЕРГЕТИКИ

Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології

Пояснювальна записка

до дипломної роботи
за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр

«Розрахунок кожухотрубного теплообмінника»

Виконав: студент 4 курсу, групи НФ-42
Дар'я ТОПОНЕН
Спеціальність:
«Прикладна фізика та наноматеріали»
Керівник: доцент, к.т.н. Олександр АЛЕКСАХІН

Рецензент:

Харків - 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна

Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) бакалавр
Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ Олександр КУЛІК
підпис
"____"_____2022 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Топонен Дар'ї Олександрівни
(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема роботи «Розрахунок кожухотрубного теплообмінника».

керівник роботи Алексахін Олександр Олексійович, доцент. к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від "___"_____20__року №___

2. Строк подання студентом роботи_____

3. Перелік питань, які потрібно розробити

Особливості вироблення теплової енергії у циклах ТЕЦ. Принципова схема теплоелектроцентралі. Побудова процесу розширення пари у поточній частині парової турбіни в (i- S) – діаграмі. Визначення теплової продуктивності елементів водопідігрівної установки. Обчислення площі теплопередачі пароводяного теплообмінного апарату для підігріву мережної води.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1.	Принципова схема теплоелектроцентралі.
2.	Побудова процесу розширення пари у проточній частині парової турбіни.
3.	Визначення параметрів пари у характерних точках теплової схеми ТЕЦ.
4.	Оцінка теплової продуктивності ступенів підігрівної установки мережної води залежно від температурного графіка відпускання теплової енергії.
5.	Тепловий розрахунок пароводяного кожухотрубного теплообмінного апарата для підігріву мережної води.
6.	Оформлення пояснювальної записки.

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ Дар’я ТОПОНЕН

підпис

Керівник роботи _____ Олександр АЛЕКСАХІН

підпи

Перелік скорочень та абревіатур

ТЕЦ – теплоелектроцентраль

ККД – коефіцієнт корисної дії

ВПУ – водопідігрівна установка мережної води

ПВК – піковий водогрійний котел

ПНТ - підігрівнику низького тиску

ПВТ - підігрівнику високого тиску

ЦВТ – циліндр високого тиску

ЦСТ – циліндр середнього тиску

ЦНТ – циліндр низького типу

РЕФЕРАТ

Робота на тему «Розрахунок кожухотрубного теплообмінника» виконана студенткою четвертого курсу бакалавр Топонен Дар'єю Олександрівною.

Робота складається зі вступу, трьох розділів, висновка та переліка посилань. Виконана робота за обсягом займає 47 сторінок з них 8 таблиць, 14 ілюстрацій .

У роботі наведено результати розрахунку теплової схеми теплоелектроцентралі.

Визначено параметри пари у характерних точках теплової схеми та витрати нагрівної пари для підігрівників мережної води. Наведено результати теплового розрахунку кожухотрубних апаратів, призначених для відпускання теплоти до водяних теплових мереж .

Ключові слова: кожухотрубний теплообмінний апарат, теплова схема ТЕЦ, теплові мережі, підігрівник першого ступеня, підігрівник другого ступеня, підігрівник типу ПСВ-90-7-15, коефіцієнт тепловіддачі, коефіцієнт теплопередачі, площа поверхні теплообміну.

ABSTRACT

The work on the topic "Calculation of the shell-and-tube heat exchanger" was performed by Darya Alexandrovna Toponen, a fourth-year bachelor's student.

The work consists of an introduction, three chapters, a conclusion and a list of references. The work done in volume occupies 47 pages, including 8 tables, 14 illustrations.

The paper presents the results of the calculation of the thermal scheme of the thermal power plant.

Steam parameters at characteristic points of the thermal scheme and heating steam consumption for mains water heaters are determined. The results of thermal calculation of shell and tube devices designed to release heat to water heating networks are presented.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger, thermal scheme of CHP, heating networks, heater of the first degree, heater of the second degree, heater of PSV-90-7-15 type, heat transfer coefficient, heat transfer coefficient, heat exchange surface area.

ЗМІСТ

ВСТУП 8

РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ. 9

1.1 Типи теплообмінних апаратів. 9

1.2 Кожухотрубні теплообмінні апарати. 13

РОЗДІЛ 2. ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОГО І ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ. 17

2.1 Теплова віддача при вільній конвекції. 18

2.2 Віддача тепла при примусовому русі без фазових змін в трубах. 19

2.3 Теплообмін у вимушеному поперечному потоці труб і трубних пучках. 21

2.4 Віддача тепла при конденсації. 23

2.5 Віддача тепла при кипінні. 26

2.6 Опір гідравлічного типу у елементах теплообмінника. 28

РОЗДІЛ 3. ОБЧИСЛЕННЯ ПЛОЩІ ПОВЕРХНІ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ПІДІГРІВАННЯ МЕРЕЖНОЇ ВОДИ НА ТЕЦ. 31

3.1 Розрахунок теплової схеми ТЕЦ. 31

3.2 Визначення площі поверхні пароводяного теплообмінного апарату для підігрівання мережної води на першому ступеню 41

ВИСНОВОК 45

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 46

ВСТУП

Актуальність теми.

Дана робота присвячена розрахунку теплообмінного апарату кожухотрубного типу, та дослідженню теплофізичних явищ, які в ньому відбуваються. Метою використання теплообмінних апаратів в енергетичних системах є економія теплової енергії як на промислових підприємствах, комунальному господарстві так і в приватному секторі.

Застосування теплообмінників дозволяє використовувати залишки тепла для виробництва теплової та електричної енергії, використовувати вторинне тепло для побутових потреб, підтримувати температуру теплоносія. Тобто дослідження питання енергоефективності, енергетичних систем, елементом яких є теплообмінний апарат є актуальною задачею сьогодення.

Розробка нових енергозберігаючих технологій та використання нетрадиційних і відновлювальних джерел енергії є одним з пріоритетних напрямків наукових досліджень, що відображено у Законі України «Про енергозбереження».

Мета.

Мета даної роботи є розрахунок теплообмінного апарату кожухотрубного типу та дослідження процесів теплообміну, які відбуваються в теплообмінному апараті. Для досягнення цієї мети необхідно розв’язати наступні завдання: обчислення витрат нагрівної пари для роботи водопідігрівної установки ТЕЦ, для заданого температурного графіка теплових мереж; визначення теплової продуктивності ступенів ВПУ; обчислення площі теплопередачі кожухотрубних теплообмінних апаратів для підігріву мережної води.

Об’єкт дослідження. Об’єктом дослідження є кожухотрубний теплообмінний апарат.

РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.

1.1 Типи теплообмінних апаратів.

Теплообмінний апарат - це пристрій, який оснований на принципі передачі тепла від нагрітої речовини до холодної. Носіями тепла можуть бути гази, пари та рідина. Теплообмінники використовуються як нагрівачі та охолоджувачі.

За способом дії між робочими середовищами теплообмінники поділяються на три типи: змішувальні, регенеративні та рекуперативні..

Змішувальними називають теплообмінники, в яких процес передачі теплоти між гарячими та холодними теплоносіями відбувається шляхом змішування речовин. Також у змішувальному теплообміннику разом із теплообміном відбувається процес масообміну.

До змішувальних теплообмінників відноситься :

- барометричні конденсатори;
- градирні;
- розпилювальні обігрівачі;
- барботери парові.

Регенеративними називають теплообмінники, у яких поверхня, утворена насадкою. Омивається спочатку гарячою, потім холодною речовиною.

Поверхня регенератора відводить теплоту від нагрівного середовища, потім поверхня насадки віддає теплову енергію середовищу, що нагрівається. Насадка охолоджується [1].

До регенеративних теплообмінників відносяться :

- Теплообмінники з нерухомою насадкою
- Теплообмінники з насадкою що циркулює.

Рекуперативний теплообмінник – це пристрій, в якому відбувається процес теплообміну через тверду стінку. Процес нагрівання речовини відбувається одночасно з процесом охолодження іншої речовини. Також рекуперативні теплообмінні апарати називаються стаціонарними.

Рекуперативні теплообмінники в основному використовуються на промислових підприємствах, в пристроях для прийому і розподілу теплової енергії до споживачів, а також в системах теплопостачання. Від напрямку руху теплоносіїв рекуперативні теплообмінники можуть бути прямоточними протиточними, а також перехресноточними.



Рис. 1.1 Класифікація теплообмінних апаратів

Графітові блокові теплообмінники. Блокові теплообмінні апарати - це один або декілька циліндричних або прямокутних блоків, які мають дві системи перпендикулярних отворів, які не перетинаються. Данні теплообмінники використовуються для роботи в агресивних середовищах.

Для того, щоб подати або вивести робоче середовище, у кожній системі отвору є графітові кришки. Найменш небезпечні стискальні напруги в графіті виникає через те, що на кришки накладається металеві пластини.

Пластинчатий теплообмінний апарат – це пристрій, який складається з пластин, належить до теплообмінників з плоскою поверхнею. Поверхня створена із плит з гофрованою поверхнею. Теплообмінник призначений для передачі тепло між середовищами.

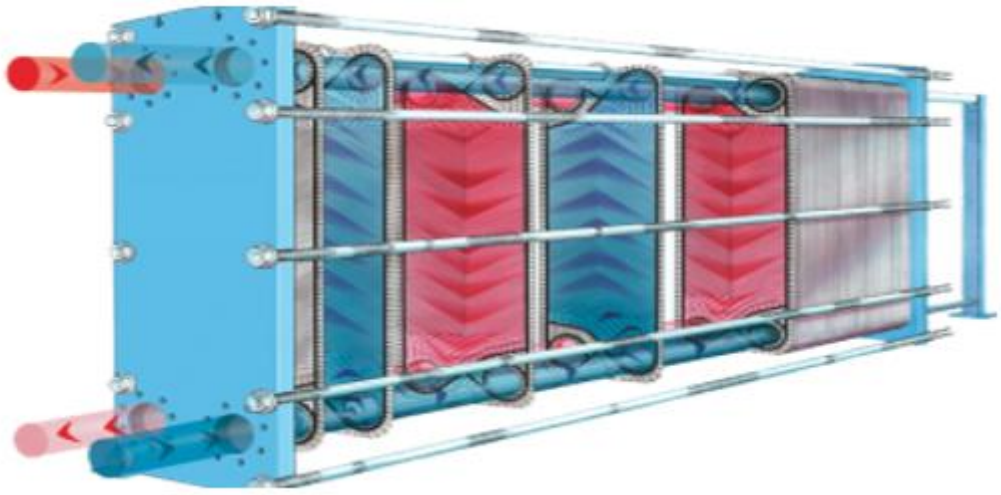


Рис. 1.2 Пластинчатий теплообмінник

Пластинчаті теплообмінники розділяються за типами:

- Паяні
- Розбірні
- Напіврозбірні.

Спіральний теплообмінник — це теплообмінник, поверхня нагріву якого складається з двох тонких листів, прикріплених до розділової стінки та намотаних у спіраль.

Принцип роботи: середовище, що гріє, подається у вхідний колектор, розташований на кожусі, проходить по спіральному каналу і виходить з патрубка, розташованого на серцевині апарату. Середовище, що нагрівається, входить у патрубок розташований на серцевині апарату з протилежного торця спіралі, проходить по своєму спіральному каналу і виходить з вихідного колектору нагрівається середовища. [2]

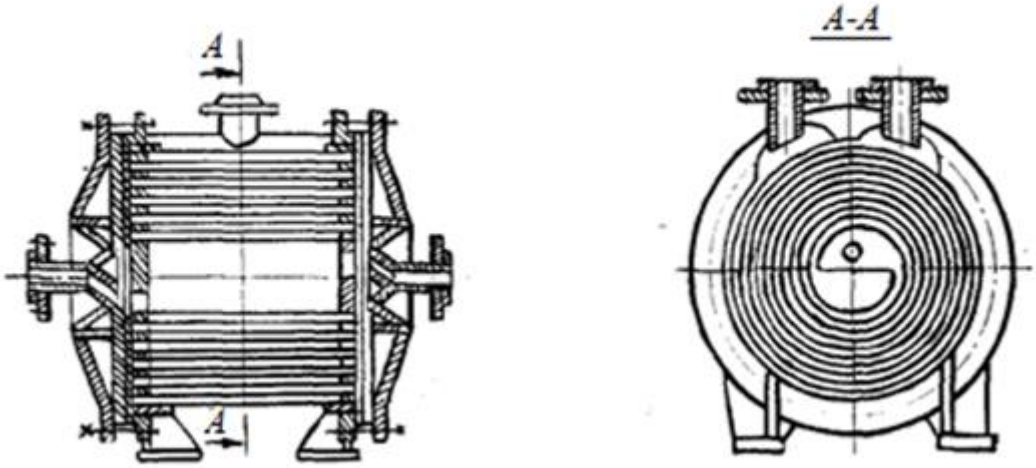


Рис. 1.3 Спіральний теплообмінник

Оребрені теплообмінники використовуються в таких процесах теплообміну, яких коефіцієнти тепловіддачі теплоносіїв різко різняться за величиною. Збільшення поверхні теплообміну за допомогою ребра труб з боку теплоносія з низьким коефіцієнтом тепловіддачі дозволяє суттєво підвищити теплове навантаження теплообмінника. Цей принцип використовують при нагріванні та охолодженні газів та сильно в'язких рідин. [3]



Рис. 1.4 Оребрений теплообмінник

Теплообмінник труба в трубі призначений для нагріву або охолодження теплоносія в опалювальних та промислових системах.

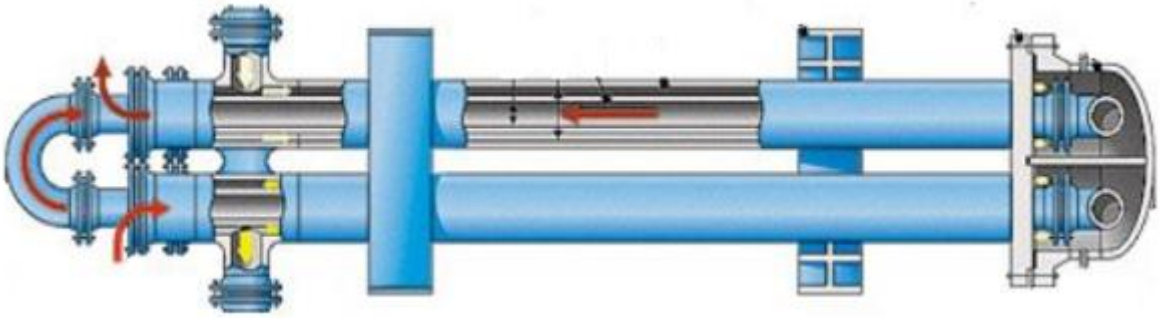


Рис. 1.5 Теплообмінник труба в трубі

1.2 Кожухотрубні теплообмінні апарати.

Теплообмінний апарат кожухотрубного типу завдяки простоті конструкції і надійності на сьогоднішній день найбільш поширені апарати серед рекуперативних теплообмінників.

В порівнянні з багатьма видами теплообмінних апаратів кожухотрубний має 15-20 років експлуатації, стійкість до жорсткості води. Кожухотрубні теплообмінники можуть бути виготовлені з різних матеріалів, через це у даних теплообмінниках забезпечується висока надійність обладнання.

Кожухотрубні теплообмінні апарати можуть бути горизонтальними або вертикальними. Частіше за все кожухотрубний теплообмінний апарат горизонтального розташування застосовується для апаратів, які мають тип рідина - рідина , також, але рідше для типу пар - рідина та газ - рідина. У пароріднинних теплообмінниках, які мають вертикальне розташування, рідина рухається в трубах, а пара — в міжтрубному просторі.

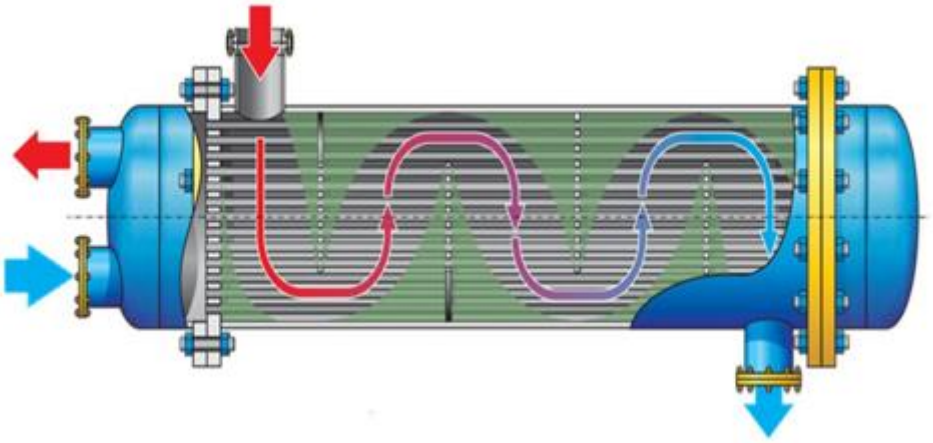


Рис. 1.6 Теплообмінний апарат кожухотрубного типу

Існує три види розміщення труб у трубних решітках. На рис 1.7а зображено рівномірне розташування труб у трубних решіток по периметру правильного шестикутника. Також існує розташування по концентричному колу яке зображено на рис 1.7б. Третім видом розташування у кожухотрубних теплообмінниках рис 1.7в є по периметру прямокутника.

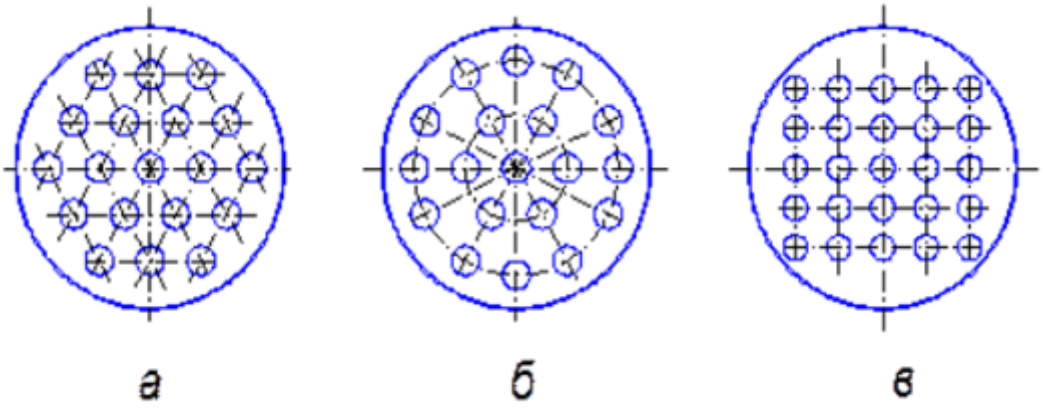


Рис. 1.7 Розміщення труб у трубних решітках

Кожухотрубні теплообмінні апарати, поділяються за елементами конструкції на типи:

- пристрої з нерухомими зварними трубними решітками
- прилади з компенсаторами подовження лінз
- з плаваючою головкою

- з U-образними трубками
- з пучком скручених котушок.

На рис.1.8 наведено типи кожухотрубних теплообмінників.

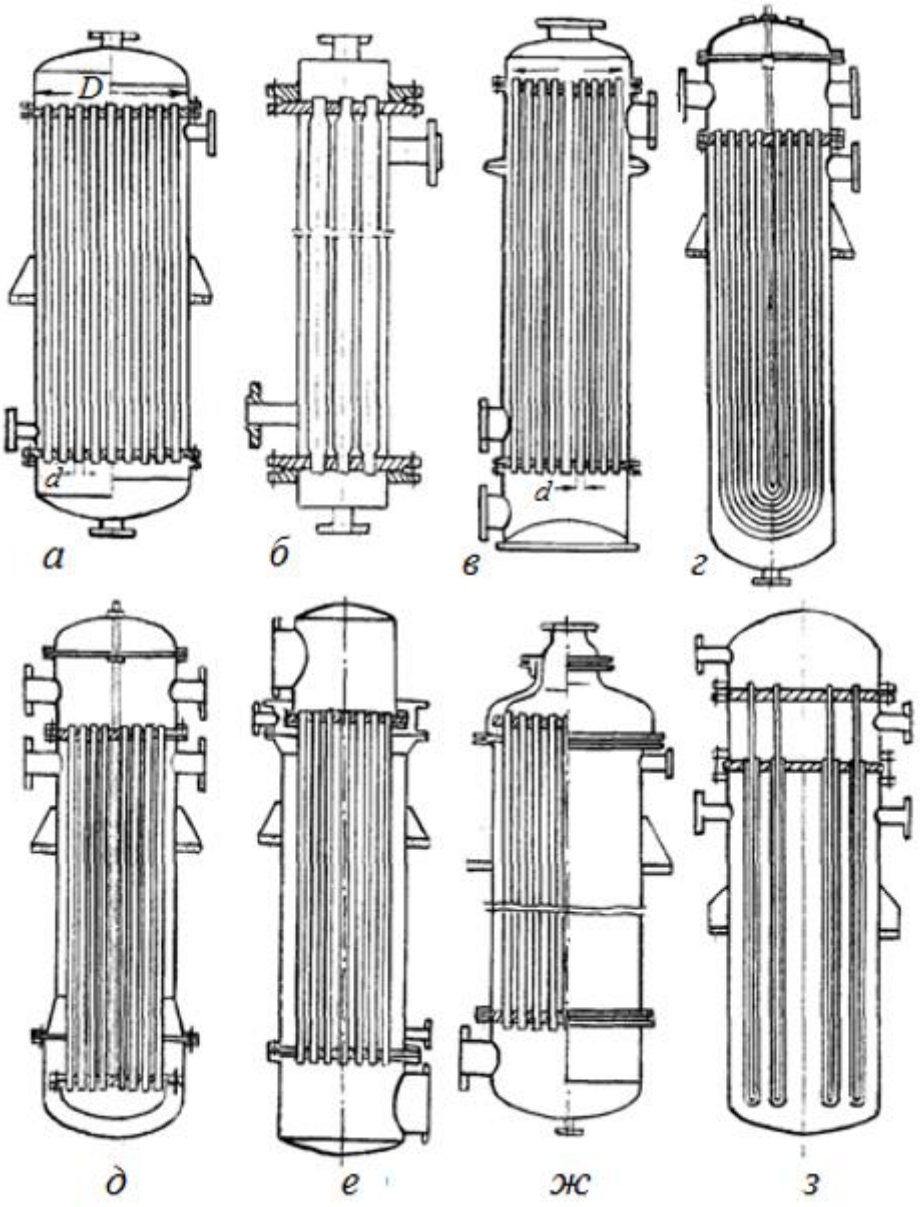


Рис.1.8 Типи кожухотрубних теплообмінників.

На рис 1.8 зображено кожухотрубні теплообмінники :

а,б - з нерухомими зварними трубними решітками; в - з компенсаторами подовження лінз; г- з U-образними трубками; д – з рухомою решіткою

закритого типу; е – з рухомою решіткою відкритого типу; ж – сальником на штуцері; з – з трубками Фільде.

Переваги кожухотрубного теплообмінника.

Останнім часом кожухотрубний теплообмінник користується великою популярністю між другими типами теплообмінних апаратів. Кожухотрубні теплообмінні агрегати мають велику кількість переваг.

Головна перевага – міцна стійкість даного агрегату до впливу води. Більшість видів теплообмінників, що випускаються сьогодні, не мають такої якості.

Наступна перевага полягає в тому, що кожухотрубні установки не вимагають чистого середовища. Велика кількість пристроїв нестабільно працюють в агресивних середовищах. Наприклад, у чистому середовищі можуть працювати лише пластинчаті теплообмінники.

Вагомою перевагою є висока ефективність. Його можна порівняти з пластинчатими теплообмінниками. За ефективністю у порівнянні з пластинчастими теплообмінниками, який є найефективнішим за багатьма параметрами.

З цього випливає, що кожухотрубні теплообмінні установки довговічні, найбільш надійні та високоефективні.

Недоліки кожухотрубного теплообмінника.

Один із найбільших недоліків є великий розмір. Через це у великої кількості випадках у використанні цих пристроїв треба відмовлятися.

Другим недоліком є високий вміст металу, що є причиною високої ціни цих апаратів.

РОЗДІЛ 2. ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОГО І ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.

Теплопередачою називають процес теплообміну, який відбувається між речовинами, що розділені між собою стінкою. Даний процес має три елемента:

- Конвективний обмін тепла, що відбувається між холодною речовиною та стінкою;
- Конвективний обмін тепла , що відбувається між стінкою та нагрітою речовиною;
- Теплопровідність з тепловим опором в середині стінки δ / λ;

Система рівнянь визначає процеси для плоскої стінки.

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= \alpha_1 \cdot F\left(t_1 - t_{п_1}\right) \\ Q_2 &= \frac{\delta}{\lambda}\left(t_{п_1} - t_{п_2}\right) \cdot F \\ Q_3 &= \alpha_2 \cdot F\left(t_{п_1} - t_2\right) \end{aligned}\right\} \qquad (2.1)$$

Розв’язуючи систему випливає, що $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$. Звідси одержуємо рівняння теплопередачі

$$Q = kF(t_1 - t_2) \qquad (2.2)$$

де, Q - тепловий потік; k – коефіцієнт теплопередачі.

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \qquad (2.3)$$

Для розрахунку теплопередачі через циліндричну стінку зручніше використовувати тепловий потік.

$$q_l = Q/L = K_l \cdot \pi(t_1 - t_2), \text{ Вт/м}, \qquad (2.4)$$

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \square d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \square d_2}}, \text{ Вт/(м}^\bullet \text{ К)}, \quad (2.5)$$

де d_1, d_2 – зовнішній діаметр та внутрішній діаметр.

Розрахунки гідравлічного опору та коефіцієнтів тепловіддачі базується на критеріальних рівняннях, які були отримані завдяки експериментам для конкретного геометричного типу теплообмінної поверхні. Для розрахунків, слід враховувати діапазон зміни та режими, для яких обрана дана формула.

2.1 Теплова віддача при вільній конвекції.

Дія під ’ємних сил спричинена вільною конвекцією в рідині, через те, що відбувається зміна густини , яка визначається різницею між поверхнею теплообміну та температурою рідини. Коефіцієнти конвекційної тепловіддачі визначаються з рівнянь типу критерію[4]

$$\text{Nu} = C(\text{Gr} \square \text{Pr})^n k \quad (2.6)$$

де Pr – критерій Прандтля рідини при середній температурі; $\text{Nu} = \alpha * L/\lambda_\text{р}$ – критерій Нуссельта; $\lambda_\text{р}$– коефіцієнт теплопровідності рідини; L –лінійний розмір; α – коефіцієнт віддачі тепла; $\text{Gr} = \beta g \Delta t L^3/\nu^2$ — критерій Грасгофа.

Завдяки експериментальним дослідженням можливе отримати значення *C, n, k* для геометричних систем різного типу. Наприклад, для плит та труб вертикального розташування.

при $10^3 < \text{Gr}^\bullet \text{ Pr} < 10^9$ C=0,75, n=0,25, $k=(\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}$ (2.7)

при $\text{Gr}^\bullet \text{ Pr} > 10^{10}$ C=0,15, n=0,33, $k=(\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}$ (2.8)

L-це висота плит та труб у цьому випадку. В таблиці 2.1 від значень $\text{Gr}^\bullet \text{ Pr}$ можливо визначити значення c, n для труб горизонтального типу.

Таблиця 2.1

Значення в формулі n та C[4]

Gr · Pr	c	n
$1\cdot10^{-4}$– $1\cdot10^{-3}$	0,5	0
$1\cdot10^{-3}$ – $5\cdot10^{2}$	1,18	0,125
$5\cdot10^{2}$– $2\cdot10^{7}$	0,54	0,25
$2\cdot10^{7}$– $7\cdot10^{13}$	0,135	0,33

2.2 Віддача тепла при примусовому русі без фазових змін в трубах.

В трубах рух рідини може бути турбулентним або ламінарним. Згідно з критеріям Рейнольдса визначається режим руху.

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu}, \qquad (2.9)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини; d – діаметр труби; $\omega = G/(\rho * f)$ – середня швидкість рідини.

Якщо число Рейнольдса $\mathrm{Re} \leq 2000$,тоді відбувається ламінарний режим, а коли $\mathrm{Re} > 10\,000$ спостерігається турбулентний режим.

Середній коефіцієнт віддачі тепла по довжині труби в ламінарному режимі руху в прямих гладких трубах можна схарактеризувати за формулою [4]

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}15 \cdot \mathrm{Re}^{0,33} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} (\mathrm{Gr} \cdot \mathrm{Pr})^{0,1} \cdot \varepsilon_l (\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}})^{0,25} \qquad (2.10)$$

де $\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}}$ – критерій Прандтля при температурі стінки для рідини.

Таблиця 2.2

Значення ε_l при ламінарному режимі

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	≥50
ε_l	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

При ламінарному режимі коефіцієнт віддачі тепла нижче ніж при турбулентному режимі, який утворюється при змішуванні рідини. Середній коефіцієнт віддачі тепла можливо визначити таким чином [4] :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}021\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,43}\varepsilon_l(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}})^{0,25} \qquad (2.11)$$

Від числа Рейнольда залежить ε_l для турбулентного режиму (табл 2.3)

Таблиця 2.3

Значення ε_l при турбулентному режимі

Re	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	≥50
$1\cdot10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,0
$2\cdot10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,0
$5\cdot10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,0
$1\cdot10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,0
$1\cdot10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,0

У технічний розрахунках теплообмінників часто застосовуються формули, де завдяки множникам можна визначити коефіцієнт віддачі тепла, які обумовлені середньою температурою теплоносія. Через це, рух води в кінцевих трубках у турбулентному режимі [5] розраховується через формулу

$$\alpha = \mathrm{A}_5 \frac{\omega^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}}, \qquad (2.12)$$

де $d_{\text{в}}$– внутрішній діаметр труби; ω –середня швидкість води;

У формулі рекомендована для розрахунку тепловіддачі в трубах водонагрівача при однакових умовах руху води

$$\alpha = (1404+21\bar{t_1} - 0{,}0421\,\bar{t}_1^2)\omega^{0,8}/\, d_{\text{в}}^{0,2}\,, \qquad (2.13)$$

Дана формула застосовується для визначення коефіцієнту тепловіддачі у міжтрубному просторі, якщо замінити $\bar{t_1}$ на $\bar{t_2}$=0,5(t_2'+t_2'), а також $d_{\text{в}}$–діаметр эквивалентного між трубного простору d_{e}.

2.3 Теплообмін у вимушеному поперечному потоці труб і трубних пучків.

Прикордоний шар утворюється при перетині потоку рідини однієї циліндричної трубки. У цих межах швидкість менша ніж сережня швидкість рідини. Товщина прикордонного шару збільшується протягом поверхні труби.

Плавний безперервний потік навколо труб відбувається при Re=$\omega_0 d_з/\nu$ <5. Якщо Re> 5 прикордонний шар, відділяється від поверхні і за трубкою утворюються вихори. Якщо Re >10^3 вихрі відокремлюються від труб і утворюють вихровий шар. Такі утворення надають зміну коефіцієнтів тепловіддачі.

Якщо прикордонний шар збільшує свою товщину, тоді віддача тепла періодично зменшується, до того моменту, коли матиме мінімальне значення. Значна турбулентність потоку після відриву прикордонного шару від поверхні труби забезпечує збільшення коефіцієнтів тепловіддачі.

Для числа Нуссела крітеріальне рівняння має вигляд [4]:

при 5< Re <10^3

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}5\mathrm{Re}^{0,5}\mathrm{Pr}^{0,43}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} \qquad (2.14)$$

при $10^3 < Re < 2 \bullet 10^5$

$$\overline{Nu} = 0{,}25 Re^{0{,}6} Pr^{0{,}38} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25} \quad (2.15)$$

При розрахунку критеріїв подібності за характеристики приймають швидкість потоку та температура потоку, а також зовнішній діаметр труби.

У теплообмінниках застосовуються труби, які зібрані в пучку. Віддача тепла даних труб залежить від укладання труби. Труби можуть бути шахові та коридорні. Це зображено на рис.2.1.

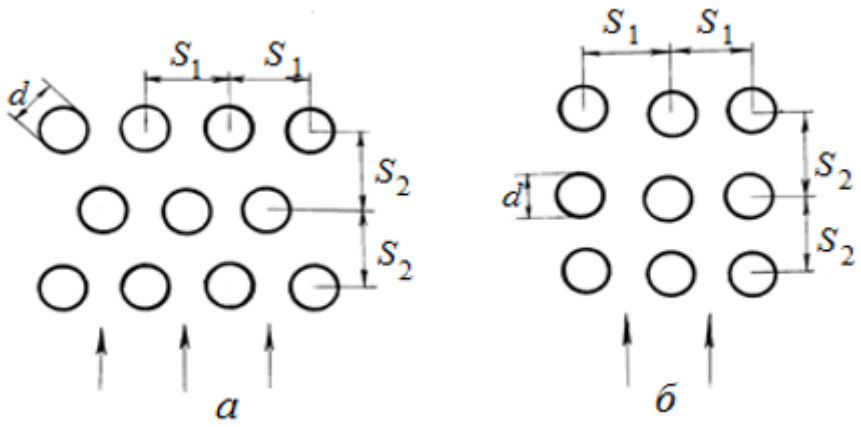


Рис. 2.1 Схема а-шахового пучка та б-коридорного пучка

Для коефіцієнтів віддачі тепла при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$,критеріальне рівняння має вигляд [4] :

$$\overline{Nu} = C Re^n Pr^{0{,}33} \varepsilon_s \varepsilon_i (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25} \quad (2.16)$$

де для шахових C=0,41; n = 0,6, а для коридорних пучків C = 0,26; n = 0,65

Множником ε_s вважається величина поперечного та подовжнього кроків:

- шахові пучки

$$\varepsilon_s = (S_1/S_2)^{1/6} \quad \text{при } S_1/S_2 < 2; \quad (2.17)$$

$$\varepsilon_s = 1{,}12 \quad \text{при } S_1/S_2 \geq 2, \quad (2.18)$$

- пучки коридорного типу

$$\varepsilon_S = \left(S_2 / d\right)^{-0,15} \tag{2.19}$$

Множник ε_i використовується для визначення номеру рядка в пучках. Незалежно від розташування ε_1=0,6 -це для першого ряду труб. Також для труб другого ряду ε_2 =0,7 -шахових балках, ε_2 =0,9 -коридорних балках. Теплова віддача труб наступних рядів є стабільною з характерною величиною ε_i =1.

Для розрахунку середнього коефіцієнту віддачі тепла застосовується середнє значення $\alpha_{\text{і}}$, які розраховані для рядків

$$\alpha_{\text{п}} = \sum_{i=1}^{n} \bar{\alpha}_i F_i \,/\, \sum_{i=1}^{n} F_i, \tag{2.20}$$

де n –кількість рядів у пучку; $\bar{\alpha}_i$ – середній коефіцієнт тепловіддачі i-го ряду; F_i– сумарна поверхня теплообміну трубок i-го ряду.

За формулою (2.21) можна визначити коефіцієнт віддачі тепла шахового та коридорного пучків труб, якщо Re >$2 \cdot 10^5$

$$\overline{\text{Nu}} = 0{,}021\text{Re}^{0,84}\text{Pr}^{0,36}\left(\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}}\right)^{0,25} \tag{2.21}$$

Середні значення рідини, діаметр труб, швидкість рідини у найвужчому перерізі приймають за типовий параметр.

2.4 Віддача тепла при конденсації.

При відбуванні передачі тепла від гріючої пари до холодного теплоносія виникають два види конденсації пари на поверхні теплообміну, це крапельна та плівкова.

Плівковий тип виникає, утворюється суцільна плівка на поверхні теплообміну. Дана конденсація виникає, коли відбувається процес змочування конденсату на поверхні теплообміну., якщо процес змочування не відбувається, виникає конденсат, що капає. Ці процеси пов’язані з дією сил поверхневого натягу.

Як зазначено в [4], при безперервній роботі конденсаційних пристроїв

конденсат в основному зволожує поверхню теплообміну і є плівковою конденсацією пари. Рівняння можна використовувати у разі виникнення на стінках та вертикальних трубах плівкової конденсації сухої пари [6]:

$$\bar{\alpha}=0{,}943\left(\frac{\lambda^3\rho^2\cdot g\cdot r}{\mu\cdot\Delta t\cdot H}\right)^{0,25} \tag{2.22}$$

Значення коефіцієнтів теплопровідності λ, в'язкості μ і густини ρ приймають при температурі плівки $t_{пл}=0{,}5(t_н+t_{ст})$ $t_н$ – температура насичення пари; $t_{ст}$ – температура стінки); величину теплоти пароутворення r - по температурі стінки. Є більш точні формули для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі, які залежать від того, як рухається плівка. Межа руху плівки визначається за числом Григулля.

$$Z=\Delta l\cdot H(t_н-t_{ст})\,; \tag{2.23}$$

$$\Delta l=(g/\nu^2)^{0,33}\lambda/(r\cdot\rho\cdot\nu) \tag{2.24}$$

Ламінарний режим руху спостерігається при $Z<2300$ а також коефіцієнт віддачі тепла розраховується за формулою [7]

$$\alpha_п=\frac{A_З}{[H(t_н-t_{ст})]^{0,22}}, \tag{2.25}$$

де $A_з$ – множник, який розраховується за температурою насичення пари $t_н$;

H – висота трубки.

Для $Z>2300$ у випадку плівкової конденсації та змішаної

$$\alpha_п=\frac{R_{вн}}{A_4\cdot H(t_н-t_{ст})}, \tag{2.26}$$

де $R_{вн}=[253+0{,}069(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0,25}\cdot Pr^{0,25}(Z-2300)]^{1,3}$.

На тепловіддачу необхідно враховувати $\omega_п$, якщо значення $\omega_п^2\rho^4>1$. У цьому випадку можна використовувати формулу для визначення коефіцієнтів тепловіддачі. Формула (2.26) застосовується якщо тиск водяної пари 0,05–105 Па, а температурний тиск θ = 2 –20 °C, P_D 800, 500 Re 6000.

$$\alpha/\alpha_н=28{,}3П_D^{0,08}\cdot \mathrm{Nu}_н^{-0,58} \tag{2.27}$$

де $\alpha_н$– коефіцієнт тепловіддачі для нерухомого шару. $\alpha_н$ можна визначити за

формулою [6]

$$\alpha_{\text{н}} = 0{,}72A(\lambda_{\text{к}}^3\rho_{\text{к}}^2 r/\mu\theta L_0)^{0{,}25} \quad (2.28)$$

де $\theta = t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}$; L_0 –розмір для вертикальних труб – $L_0 = H$ та горизонтальних труб $L_0 = d$; коефіцієнт A=1,57– для вертикальних та A=1 для горизонтальних труб.

$$\Pi_D = \frac{\omega_{\text{п}}^2 * \rho_{\text{н}} * d_{\text{н}}}{g * \lambda_{\text{к}} * \rho_{\text{к}}}; \quad \text{Nu}_{\text{н}} = \frac{\lambda_{\text{н}} * L_0}{\lambda_{\text{к}}} \quad (2.29)$$

Для діапазону $46 \leq \text{Re} \leq 804$ та температур 25-80 ºС розраховується по формулі

$$\alpha/\alpha_{\text{н}} = 1+9{,}5\cdot 10^{-3}\text{Re}_{\text{п}}^{11{,}8\sqrt{\text{Nu}_k}} \quad (2.30)$$

Коефіцієнт тепловіддачі розраховується за допомогою формули, де відбувається заміна r на (2.27)

$$i = r + C_{\text{п}}(t_{\text{п}} - t_{\text{н}}). \quad (2.31)$$

Одна з найважливіших причин, для передачі тепла при плівковій конденсації, це її термічний опір. Через це, методи, які існують , направлені на зменшення або руйнування її товщини. Таким методом є застосування оребрених труб [8].

За умови руху пари зверху вниз у круглій трубі та постійних пароконденсатних властивостей для ламінарного режиму значення коефіцієнта тепловіддачі можна розрахувати за формулою [4]

$$\overline{\text{Nu}} = 0{,}28\text{Re}_{\text{по}}^{0{,}6}[k \cdot \text{Pr}_{\text{к}} d_{\text{вн}}\rho_{\text{п}}\nu_{\text{п}}^2/(l \cdot \rho_{\text{к}}\nu_{\text{к}}^2]^{0{,}33} \quad (2.32)$$

де $\overline{\text{Nu}} = \alpha_1 \cdot d_{\text{вн}}/\lambda_{\text{к}}$; $\text{Re}_{\text{по}} = \omega_{\text{по}} \cdot d_{\text{вн}}/\nu_{\text{п}}$; $k = r/[\text{C}_{\text{к}}(t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})]$, r– теплота пароутворення; $\text{Pr}_{\text{к}}$; $\nu_{\text{к}}$;

При величині $\text{Re}_{\text{по}} > 2{,}5\cdot 10^4$; $\mu_{\text{п}}/\mu_{\text{к}} \geq \geq 0{,}1$;. $\rho_{\text{п}}/\rho_{\text{к}} \leq 10^{-3}$ формула (2.32) справедлива. При зміні даних необхідно до формули (2.29) вводити множник [8] де числа Прандтля стінки та конденсату визначаються за

температурою стінки та насичення.

$$\varepsilon_t = (\mathrm{Pr}_к/\mathrm{Pr}_{ст})^{0,25} \quad (2.33)$$

При русі плівки, та впливі швидкості пари, тяжіння набагато менші за сили між фазного тертя, через це орієнтація труби не має вагомого значення. Значення коефіцієнта віддачі тепла визначається:

$$\overline{\mathrm{Nu}} = C\mathrm{Re}_к^{0,8} Pr^{0,43}\{[1 + x_1(\rho_к\rho_п^{-1})]^{0,5} + [1 + x_2(\rho_к\rho_п^{-1} - 1)]^{0,5}\} \quad (2.34)$$

Коефіцієнт віддачі тепла необхідно [8] обчислювати по формулі для пари, яка знаходиться в середині трубки

$$\mathrm{Nu} = 0{,}044\mathrm{Re}_к^{0,8}\mathrm{Pr}_к^{0,33}(\rho_к/\rho_п)^{0,48}\left(\frac{\mu_к}{\mu_п}\right)^{0,03}(1-\bar{x})^{0,9}(\bar{x})^{0,2} \quad (2.35)$$

На межі пара – рідина, за формулою можна визначити коефіцієнт гідравлічного опору

$$\xi = 0{,}102/(\mathrm{Re}_п^{0,2}/\mathrm{Re}_к^{0,12})\,(\rho_к/\rho_п)^{0,08}\left(\frac{\mu_к}{\mu_п}\right)^{0,133} \quad (2.36)$$

2.5 Віддача тепла при кипінні.

Випарники можна поділити на дві групи за принципом кипіння. В першій групі спостерігається процес кипіння в напрямку руху рідини. В другій групі при умові вільної конвекції на теплообмінних поверхнях, кипіння відбувається у великих обсягах.

При кипінні у великому обсягу парова фаза виникає в рідині у вигляді окремих бульбашок. Режим кипіння з'являється із-за наявності деякої кількості центрів, в яких відбувається випарювання, через це бульбашки утворюють плівку пари, яка відокремлює рідину від поверхні нагріву. Такий спосіб кип'ятіння називається плівковим.

Теплообмін на занурених поверхнях з розвиненим кипінням не залежить від орієнтації поверхні та форми. [9] Можна описати наступнім рівнянням:

$$\mathrm{Nu}_* = C\mathrm{Re}_*^n\mathrm{Pr}^{0,33}, \quad (2.37)$$

при $\mathrm{Re}_* \geq 0{,}01$ $C = 0{,}125$, $n = 0{,}65$. (2.38)

при $\mathrm{Re}_* < 0{,}01$ $C = 0{,}0625$, $n = 0{,}5$; (2.39)

$$\mathrm{Nu}_* = \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda};\ \mathrm{Re}_* = \frac{\omega_{\text{кип}} l_*}{\nu_{\text{р}}};\ l_* = C_{\text{р}} \cdot \rho_{\text{р}} \cdot \sigma \cdot T_{\text{н}} / (r \cdot \rho_{\text{п}}) \quad (2.40)$$

$C_{\text{р}}$- питома теплоємність; $\rho_{\text{р}}$- густина; $\nu_{\text{р}}$- коефіцієнт кінетичної в'язкості рідини.

Розмір бульбашки в період зародження, прийнято вважати l_*, а температури насиченої пари – характерну температуру. З метою врахування впливу пульсацій рідини внаслідок процесу випаровування вводиться умовна швидкість пари, яка визначається співвідношенням

$$\omega_{\text{кип}} = q/r \cdot \rho_{\text{п}}, , \quad (2.41)$$

де r – теплота утворення пари; q – питомий тепловий потік; $\rho_{\text{п}}$ – густина пари.

Коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою, при кіпінні води з відносним кроком $1{,}25 \le s/d \le 2{,}0$ [8]:

- в області, де $\mathrm{Re}_*(m+1) \le 10$

$$\mathrm{Nu}_* = 0{,}13\mathrm{Pr}^{0{,}33}[\,\mathrm{Re}_*(m+1)]^{0{,}54}(S/d)^{-0{,}45.}\ ; \quad (2.42)$$

- в області, де $\mathrm{Re}_*(m+1) > 10$:

  - для мідних труб

$$\mathrm{Nu}_* = 0{,}459\mathrm{Pr}^{0{,}33}[\,\mathrm{Re}_*(m+1)]^{0{,}41}(S/d)^{-0{,}45.}\ ; \quad (2.43)$$

  - для сталево нержавіючих труб

$$\mathrm{Nu}_* = 0{,}648\mathrm{Pr}^{0{,}33}[\,\mathrm{Re}_*(m+1)]^{0{,}33}(S/d)^{-0{,}45}\ , \quad (2.44)$$

де m – кількість труб, які генерують пару.

При зміні величин, які вагаються від 10 до 120 КВт/м^2 були отримані формули.

У разі примусового переміщення рідини що кипить, яке може утворюватися між пластинами, в пучках труб теплообмінників, коефіцієнт віддачі тепла залежить від ω та q. На низьких швидкостях віддача тепла зазвичай визначається кипінням. На високих швидкостях конвективна передача має

вирішальне значення. Середній коефіцієнт віддачі тепла киплячої води, нагрітої в умовах примусового руху до температури насичення, можна розрахувати за формулою [10]:

$$\text{при } \alpha/\alpha_\omega \le 0{,}5 \qquad \bar{\alpha} = \alpha_\omega;$$

$$\text{при } 0{,}5 < \alpha/\alpha_\omega < 3 \qquad \frac{\bar{\alpha}}{\alpha_\omega} = \sqrt{1 + (0{,}9\ \frac{\alpha}{\alpha_\omega})^2}\ ;$$

$$\text{при } \alpha/\alpha_\omega \ge 3 \qquad \bar{\alpha} = 0{,}9\alpha, \tag{2.45}$$

де ω- швидкість руху рідини; q - теплове навантаження; ; α_ω – коефіцієнт віддачі тепла через відсутність кипіння, при турбулентному режимі руху рідини у трубах; α – коефіцієнт тепловіддачі, який обчислена при умові, що теплова віддача утворюється такою самою залежністю, що і кипіння у більших об'ємах.

2.6 Опір гідравлічного типу у елементах темплообмінника.

Крім розміру площі теплообміну, значення гідравлічного опору речовин у каналах теплообмінника також є важливою характеристикою.

Для переміщення речовин через теплообмінник необхідний загальний тиск, який можна розрахувати:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{мс}} + \sum \Delta P_{\text{пр}} + \sum \Delta P_{\text{гс}}\ , \tag{2.46}$$

При ізотермічному русі гідравлічні втрати для подолання тертя у каналах, пучках труб при омиванні

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{L}{d_{\text{е}}} \frac{\rho\omega^2}{2}, \tag{2.47}$$

де ω – швидкість потоку, ρ – густина рідини; $d_{\text{е}}$–діаметр каналу; $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя.

Законом Пуазейля при ламінарному режимі рух рідини в'язкого типу у гладких трубках визначається коефіцієнт опору тертя.

$$\lambda_{\text{тр}} = 64/\text{Re}. \tag{2.48}$$

при $10^4 \leq \mathrm{Re} \leq 10^6$ коефіцієнт обчислюють за формулою

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{1}{(1{,}821 lg\mathrm{Re} - 1{,}64)^2} \tag{2.49}$$

В частині до Re =10^5 набула велике поширення формула Блазіуса

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}3164/\mathrm{Re}^{0{,}25} \tag{2.50}$$

Щоб визначити коефіцієнт опору тертя необхідно спожити формулу

$$\lambda_{\text{тр,ш}} = 0{,}1\left(1{,}46\frac{\text{К}_{\text{ш}}}{d_{\text{е}}} + \frac{100}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} \tag{2.51}$$

Втрати напору гідравлічного типу в місцевих опорах визначається за формулою

$$\Delta P_{\text{мс}} = \xi \frac{\rho\omega^2}{2}, \tag{2.52}$$

Розрахувати суму коефіцієнтів ξ окремих конструктивних елементів пристрою необхідно при характеризації втрати тиску в локальних опорах теплообмінників. Для розрахування втрат тиску у обладнанні, використовуються формули, такі як, наприклад втрати в місцевих опорах у теплообмінниках кожухотрубного типу, поток води відбувається при втраті на вході та виході з труб, що обертається на 180° через адаптер від однієї до другої секції.

Таблиця 2.4

Коефіцієнт місцевого опору

Найменування деталі	ξ
Вхідна чи вихідна камера (удар і поворот)	1,5
Поворот на 180° з однієї секції у другу через проміжну камеру	2,5
Те ж саме через перехідник у секційних підігрівниках	2,0
Поворот на 180° в U-подібній трубці	0,5
Перехід з однієї секції у другу (міжтрубний потік)	2,5
Поворот на 180° через перегородку в міжтрубному просторі	1,5
Вихід з міжтрубного простору під кутом 90°	1,0

Можна використовувати формулу для переміщення води всередині труб трубчастої балки водонагрівача [5]

$$\Delta P_{\text{т}} = 7{,}5\omega_{\text{т}}^2 \cdot n; \qquad (2.53)$$

в міжтрубному просторі для потоку води використовується формула

$$\Delta P_{\text{мп}}, = \text{Ш}\omega_{\text{мп}}^2 \cdot n, \qquad (2.54)$$

де $\omega_{\text{т}}$, $\omega_{\text{мп}}$– швидкість води у міжтрубному просторі та трубах; n – кількість розділів апарата; *Ш* –множник, визначен експериментально, що для типорозмірів апаратів указаного типу 57,76 та 89 мм дорівнює 30; для типорозмірів 114,168 мм дорівнює 25; для типорозмірів 219,237 та 325 мм дорівнює 20.

Завдяки поперечному обмиванні для пучка труб коефіцієнт опору можна отримати таким чином:

- при $S_1/d < S_2/d$ для шахових пучків

$$\xi = (4–6{,}6)\text{Re}^{-0{,}28}; \qquad (2.55)$$

- при $S_1/d > S_2/d$ для шахових пучків

$$\xi = (5{,}4–3{,}4)\text{Re}^{-0{,}29}; \qquad (2.56)$$

для пучків коридорного типу

$$\xi = 0{,}53\left(\frac{\frac{S_1}{d}-0{,}8}{\frac{S_1}{d}-1{,}0}\right)\square m\square Re^{-0.133} \qquad (2.57)$$

РОЗДІЛ 3. ОБЧИСЛЕННЯ ПЛОЩІ ПОВЕРХНІ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ПІДІГРІВАННЯ МЕРЕЖНОЇ ВОДИ НА ТЕЦ

3.1. Розрахунок теплової схеми ТЕЦ

На рис 3.1 представлена принципова схема ТЕЦ. Схемі 3.1 має регенеративне підігрівання води. У підігрівнику низького типу (ПНТ) підігрівання відбірною парою з тиском P_4, а у підігрівнику високого тиску (ПВТ) підігрівання відбувається парою з тиском P_2. Турбоагрегат складається з регульованих відборів пари, які мають циліндр середнього тиску P_2, та високого тиску P_4. Відібрані пари застосовуються для нагріву води, та опалювальних мереж в двоступінчастій установці. Використовують нагрівальну пару на першій ступені тиском P_4, на другому ступені з тиском P_2. На табл. 3.1 наведені вихідні данні для того, щоб спроектувати процес розширення пари.

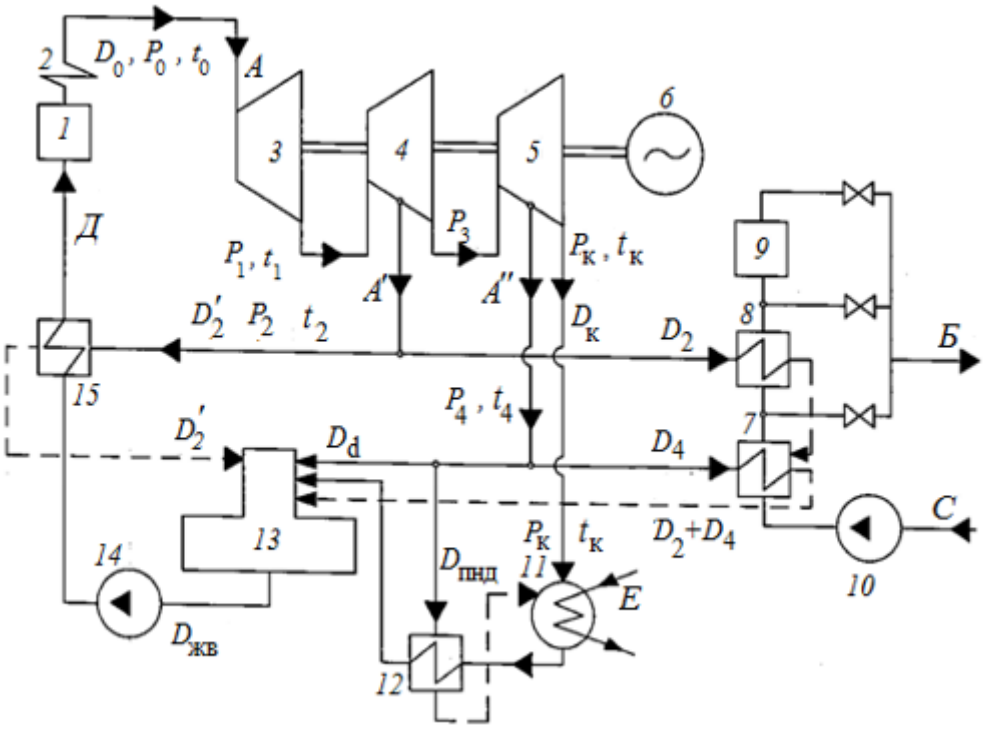


Рис.3.1 Принципова теплова схема ТЕЦ.

Принципова теплова схема ТЕЦ складається з: 1 - парогенератора; 2 - пароперегрівника; 3,4,5 - блоку парової турбіни (частини високого, середнього та низького тиску); 6 - електрогенератору; 7- підігрівника мережної води першого ступеню; 8 - підігрівника мережної води другого ступеню; 9 - пікового водогрійного котла; 10 - мережного насосу; 11 - конденсатору; 12 - підігрівника низького тиску; 13 - деаератору; 14 - насосу; 15 - підігрівника високого тиску.

Таблиця 3.1

Вихідні дані до обчислень

Параметр	**Значення**
Тиск пари на вході до турбіни P_0, МПа	5,0
Температура пари на вході до турбіни t_0, °С	500
Тиск пари у відборах з циліндра середнього тиску P_2, МПа Тиск пари у відбора з циліндра високого тиску P_4, МПа	0,6 0,12
Тиск пари на виході з циліндра високого тиску P_1, МПа Тиск пари на виході з циліндра середнього тиску P_3, МПа	1,5 0,4
Тиск пари у конденсаторі $P_К$, МПа	0,01
Відносний внутрішній коефіцієнт корисної дії: циліндр високого тиску (ЦВТ) циліндр середнього тиску (ЦСТ) циліндр низького тиску (ЦНТ)	 0,95 0,89 0,75

На рис.3.2 зображено приклад теплообмінного апарата - пароводяного нагрівника мережної води, переважно данні апарати мають вертикальну конструкцію. Щоб забезпечити механічне очищення труб, опалювальні прилади зазвичай роблять прямими. Нагріта вода рухається всередині труб, яка утворює пучок труб пристрою. В трубних решітках закріплені труби. Водопровідна вода подається і зливається через верхню водяну камеру. Багатоходові установки використовуються при розрахунковій довжині труб.

Рекомендовано підбирати попарно (2, 4, 6, 8, 10) кількість ходів води, для розташування вхідних та вихідних патрубок в одному корпусі пристрою. В багатоходовому теплообміннику існує кілька способів поділу труб в проходах. У кришках подвійних і чотиримісних пристроїв рухи можна розділити паралельними перегородками (рис 3.3 а, б).

На малюнку лініями показано розташування перегородок у верхній водяній камері, пунктирною - у нижній. Цифри позначають послідовність ходів. Апарати, які мають чотири та більше хода застосовують секторальні (рис. 3.3 в, г) перегородки і складніші комбіновані способи установки перегородки. Нижня водяна камера закріплена на нижній трубчастій решітці і може переміщатися вздовж стінок кришки нагрівача, що необхідно для компенсації теплового подовження.

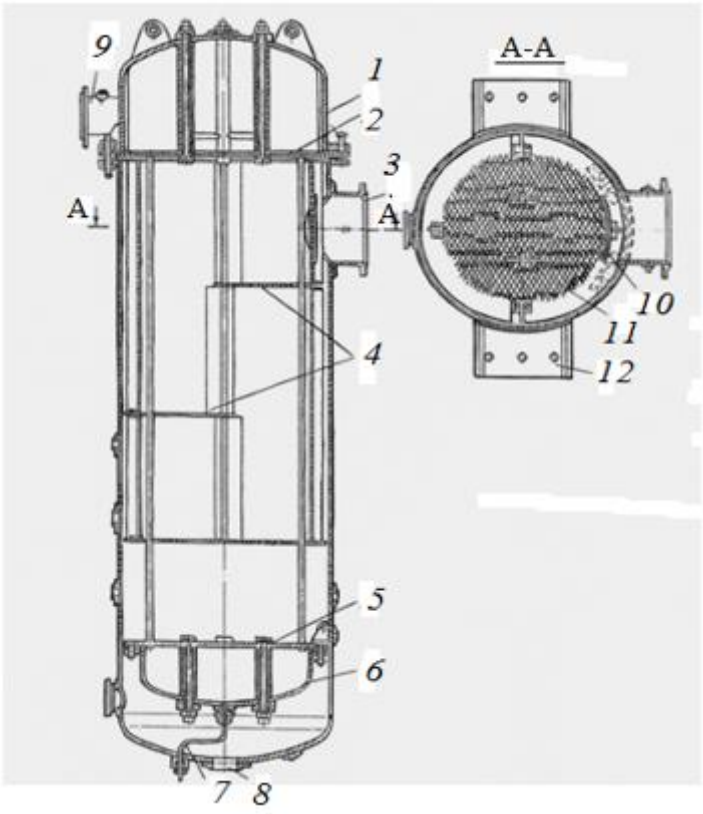


Рис 3.2 Підігрівник мережної води

1- верхня водяна камера; 2 - верхня трубна дошка; 3 – вхід пари; 4 – перегородка; 5 – нижня трубна дошка; 6 – нижня водяна камера; 7 – трубка для

зливу мережної води; 8 – злив конденсату нагрівної пари; 9 – патрубки мережної води; 10 – паровіддзеркалюючий лист; 11 – пучок труб; 12 – опорні плити.

До верхньої частини корпусу подається опалювальна пара, її рух по системі трубопроводів спрямовується спеціальними перегородками. При охолодженні на зовнішній поверхні труб пара конденсується і стікає в нижню частину кришки і виходить з пристрою через фітинги. Конструкція обігрівача включає штуцери для видалення повітря з об'єму пари та води та встановлення регулятора рівня конденсату. Пристрої розраховані на роботу при максимальній температурі пари 400 ºС.

Конденсатоохолоджувачі мережних підігрівників застосовують, у тих випадках, коли конденсат за мережевими нагрівачами має високу температуру в умовах теплового балансу котельні і не може повернутися в деаератори живильної води. Охолоджувач конденсату являє собою теплообмінник, який зазвичай має горизонтальне розташування, підключений до потоку води паралельно з основними нагрівачами.

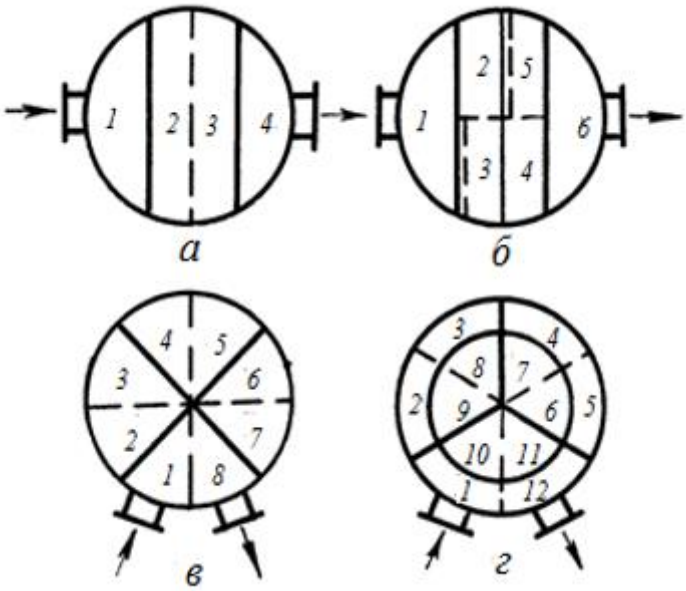


Рис.3.3 Варіанти встановлення перегородок у кришці.

Процес розширення пари необхідне для того, щоб в відносних точках визначити параметри пари. На діаграмі рис 3.4 зображено процес i-S, який виконується в такому порядку:

- Стан пари на вході до ЦВТ описується, якщо на перетину ізобари P_0=500 ℃, знаходимо точку 0 та визначаємо ентальпію i_0= 3440 кДж/кг.
- Знаходимо точку 1А на полі (i-S)–діаграми, щоб визначити параметри пару на виході з циліндра високого тиску. Ця точка лежить на перетині ізобари P_1=1,5 МПа та адіабати 01А. Ентальпія пари становить $i_{1А}$= 3070кДж/кг. З формули обчислюємо i_1

$$\eta_{0i}^{ЦВТ} = \frac{i_0 - i_1}{i_0 - i_{1A}} \quad (3.1)$$

де $i_1 = i_0 - \eta_{0i}^{ЦВТ}(i_0 - i_{A1})$ = 3440 – 0,95• (3440−3070) = 3089кДж/кг.

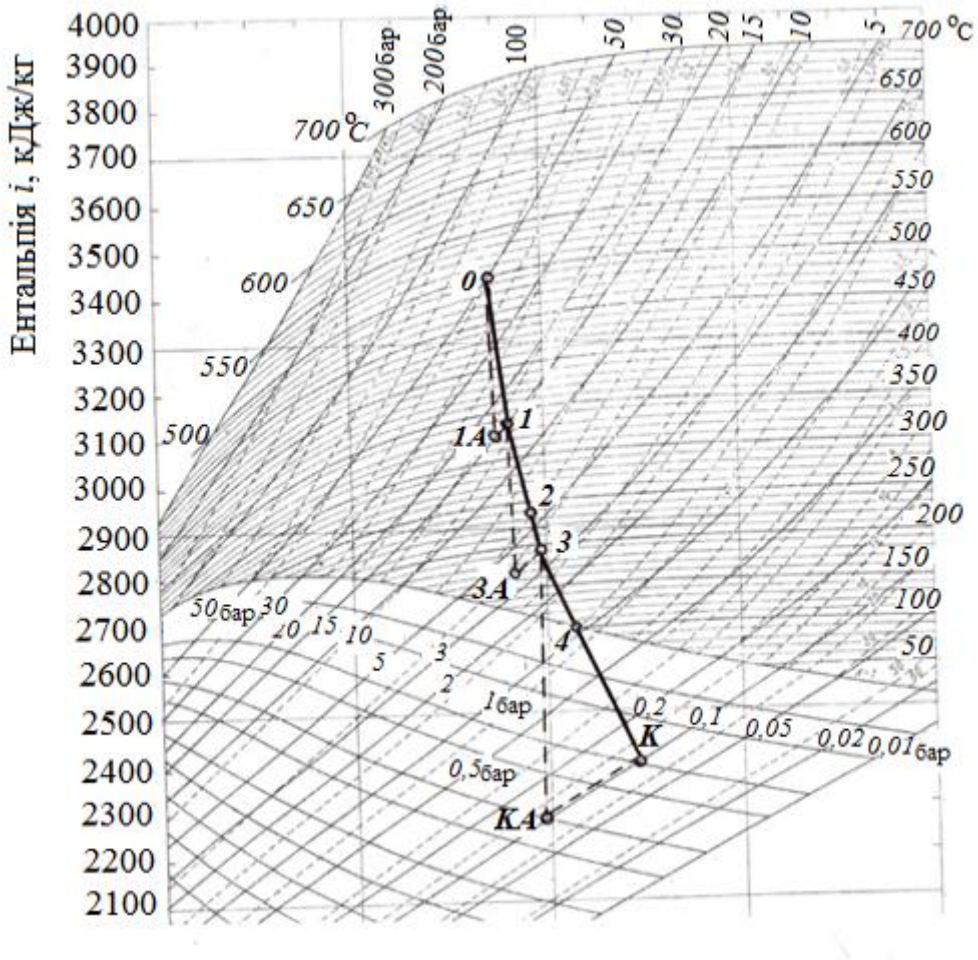


Рис.3.4 Процес розширення пари у турбіні

На перетину ізобари P_1=15 бар (1,5 МПа) та лінії i_1= 3089 кДж/кг знаходимо точку *1*, що визначає дійсний стан пари у кінці процесу розширення. Визначаємо температуру пари за ізотермою , яка проходить через точку *1* на вході ЦВТ t_1 =325 ℃.

- Для отримання лінії дійсного процесу пари у ЦВТ з'єднуємо точки 0 та 1.
- Без втрат тиску параметри пари в точці 1 вважаємо ідентичними параметрам на вході в циліндр середнього тиску, в якому пара розширюється до тиску P_3= 0,4 МПа (4 бар). Визначення параметрів з фактичним розширенням пари в ЦСТ відбувається подібно до визначення параметрів у ЦВТ. Ентальпія в кінці фактичного процесу розширення пари в ЦВТ розраховується за формулою

$$i_3 = i_1 - \eta_{0i}^{ЦСТ}(i_1 - i_{3A}), \quad (3.2)$$

де $i_{3A} = 2800$ кДж/кг – ентальпія при адіабатному розширенні .

$$i_3 = 3089 - 0{,}89(3089 - 2800) = 2830 \text{ кДж/кг} \quad (3.3)$$

Ми будемо мати лінію реального процесу розширення пари в ЦСТ, якщо з'єднаємо точки 1 та 3.

- Знайти точку 2 можна через перехрещення ліній 1-3 та ізобару P_2= 0,6 Мпа. Визначаємо ентальпію i_2та температуру t_2. Параметри на вході в ЦНТ є параметрами пари на виході з ЦСТ без урахування перепаду тиску.
- Розширення пара до тиску $P_к$= 0,01 Мпа відбувається у циліндрі низького тиску. Щоб визначити точку, що відповідає стану пари на виході з ЦНТ в поле (i-S) - діаграми, спочатку необхідно знайти ентальпію пари в адіабатичного розширення. Беручи до уваги внутрішній ККД циліндра низького тиску, необхідно обчислити ентальпію пари в кінці фактичного процесу розширення за формулою

$$i_К = i_3 - \eta_{0i}^{ЦНТ}(i_3 - i_{КА}). \quad (3.4)$$

- Точку 4 знаходимо через перетин прямої (3 - К) та ізобари P_4= 0,12 МПа. На таблиці 3.2 наведені результати визначення параметрів конденсату і пари. За таблицями для насиченої пари та води на лінії насичення визначають ентальпію конденсату.

Таблиця 3.2

Параметри пари у характерних точках теплової схеми

Параметр	**Номер точки**					
	0	*1*	*2*	*3*	*4*	*К*
Тиск пари, МПа	5,0	1,5	0,6	0,4	0,12	0,01
Температура пари, °С	500	325	222	185	105	45
Ентальпія, кДж/кг						
- пари	3440	3089	2900	2830	2675	2395
- конденсату	1154	845	671	605	442	192

Дані для розрахунку витрат пари через основні елементи схеми, які зображені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Вихідні дані до обчислень

Параметр	Значення
Тиск у деаераторі $P_Д$, МПа	0,12
Парова продуктивність парогенератора D_0, кг/с	19,44
Максимальні витрати теплоти для теплових мереж Q_{max}, МВт	12
Ентальпія живильної води, кДж/кг:	
на виході з ПНТ	251
на виході з ПВТ	632
Температура мережної води при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря, °С:	
на вході до першого ступеня $\tau_{2р}$	70
на виході першого ступеня $t'_п$	95
на виході другого ступеня $t''_п$	130
після пікового водогрійного котла $\tau_{1р}$	150
Недогрів води на першому ступені Δt_1, °С	10

З рівняння теплового балансу визначається витрата пара для елементів теплової схеми. Рівняння матеріального балансу необхідна для підвищення якості агрегатів заявленого рівня.

1. Підігрівники мережної води.

1.1 Споживання води на тепломережі:

$$G_{\text{м}} = \frac{Q_{\max}}{C(\tau_{2\text{р}}-\tau_{2\text{р}})} = \frac{12 \cdot 10^6}{4187 \cdot (150-70)} = 35{,}8 \text{ кг/с} \quad (3.5)$$

де C=4187 Дж/кг℃ – питома теплоємність води.

1.2 Підігрівник другого ступеня.

Температура мережної води змінюється зі значення $t'_{\text{п}}$=95 ℃ до 130 ℃. Рівняння теплового балансу має вигляд

$$G_{\text{м}} \cdot \text{C}(t''_{\text{п}} - t'_{\text{п}}) = D_2(i_2 - i_{2\text{к}}) \quad (3.6)$$

де i_2=2900 кДж/кг – ентальпія пари у відборі турбіни; $i_{2\text{к}}$=671 кДж/кг – ентальпія конденсату пари з відбору.

Витрата пари через нагрівач другого ступеня дорівнює

$$D_2 = \frac{G_{\text{м}} \cdot \text{C}(t''_{\text{п}}-t'_{\text{п}})}{(i_2-i_{2\text{к}})} = \frac{41{,}5 \cdot 4187(130-95)}{(2900-671) \cdot 10^3} = 1{,}95 \text{ кг/с} \quad (3.7)$$

1.3 Підігрівники першого ступеню.

Від $\tau_{2\text{р}}$=70 ℃ до $t'_{\text{п}}$=95 ℃ мережну воду нагрівають на першому етапі. Паровий конденсат що знаходиться після нагрівача другого ступеня, а також для підігрівання застосовується пара турбінного відбору (точка 4). Додатком Е визначається ентальпія конденсату на виході

$$t'_{\text{к}} = \tau_{2\text{р}} + \Delta t_1 = 70+10=80 \text{ ℃}; \; i'_{\text{к}} = 335 \text{ кДж/кг}. \quad (3.8)$$

Рівняння теплового балансу має вигляд

$$G_{\text{м}} \cdot C(t'_{\text{п}} - \tau_{2\text{р}}) = D_4(i_4 - i_{4\text{к}}) + D_2(i_{2\text{к}} - i'_{\text{к}}). \quad (3.9)$$

Витрата пари через нагрівач дорівнює

$$D_4 = \frac{G_{\text{м}} \cdot C(t'_{\text{п}} - \tau_{2\text{р}}) - D_2(i_{2\text{к}} - i'_{\text{к}})}{(i_4 - i_{4\text{к}})} = \frac{41{,}5 \cdot 4187(95-70) - 1{,}95(671-335) \cdot 10^3}{(2675-335) \cdot 10^3} = 1{,}58$$

кг/с.(3.10)

2. Розрахункова потужність мережевих водонагрівачів першої та другої черги визначається за таких умов. Максимальне споживання тепла споживачами Q_{max}=12 МВт відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення $t_{\text{р.о.}}$=−23 ℃. На рис 3.3 наведено графік зміни температури води в подавальному і зворотному трубопроводах теплових мереж; контроль тепловиділення - якісний($\tau_{1\text{р}} = 150$ ℃, $\tau_{2\text{р}} = 70$ ℃). Для нагрівачів першого та другого ступеню P_1=0,05 МПа, P_2=0,2 МПа тиск пари у підборі. Недогрів води прийняти Δt=10 ℃ у підігрівниках.

З рівняння теплового навантаження, побутове споживання води, визначається системи опалення в розрахунковому режимі:

$$G_{\text{м}} = \frac{Q_{\max}}{C(\tau_{2\text{р}} - \tau_{2\text{р}})} = \frac{12 \cdot 10^6}{4187(150-70)} = 35{,}8 \text{ кг/с} \quad (3.11)$$

де C=4187 Дж/кг℃ – питома теплоємність води.

З таблиць для водяної пари знаходимо температуру при (P_1=0,05 МПа) t_1=81,35 ℃ і знаходимо температуру нагрівання мережної води у пристрою

$$\tau'_1 = t_1 - \Delta t = 81{,}35 - 10 = 71{,}35 \text{ ℃}. \quad (3.12)$$

3. Температура насичення пари становить t_2=120,23 ℃ при P_2=0,2МПа це дозволяє нагрівати воду до температури у підігрівнику другого ступню

$$\tau_1''=t_2 - \Delta t=120,23–10 = 110,23\ ℃. \quad (3.13)$$

4. На рис. температурного графіку теплових мереж (рис 3.5) можна побачити, що у підігрівнику першого ступеня може відбуватися для заданих умов нагрів води, не нижче ніж 6,5 ℃ для температур зовнішнього повітря.

На рис. 3.5 можемо спостерігати, що нагрів води забезпечує тепловий режим мереж до $t''_{зов}$= –8 ℃ послідовно у двох ступенях. У підігрівниках та водогрійному котлі мережну воду при температурах $t_{зов} < –8$ ℃ послідовно нагрівають відбірною парою.

5. Теплова продуктивність ПВК

$$Q_{пвк} = G_м C(\tau_{1р} - t_1'') = 35,8·4187·(150\text{-}110,23)=5,97\cdot 10^6 Вт \quad (3.14)$$

6. Піковим котлом максимальні витрати палива

$$В=\frac{Q_{пвк}}{Q_р^н \eta_к}=\frac{5,97\cdot 10^6}{30000\cdot 10^3\cdot 0,9}=0,22\ кг/с \quad (3.15)$$

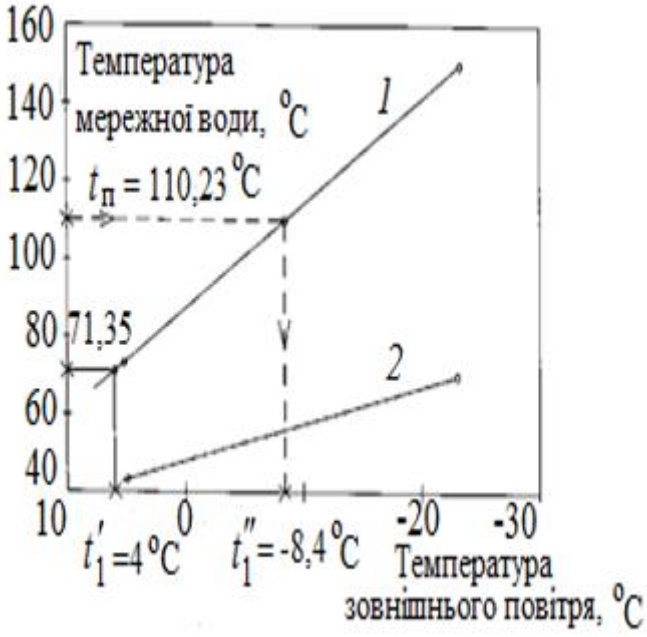


Рис. 3.5 Температурний графік теплових мереж

1–подавальний трубопровід, *2*–зворотній трубопровід

3.2 Визначення площі поверхні тепловіддачі парового теплообмінника для нагріву води на першому ступені.

1. Середня логарифмічна температура

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(\Delta t_б / \Delta t_м)} = \frac{35-10}{\frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(35/10)}} = 19{,}96\ ℃ \qquad (3.16)$$

$\Delta t_б = t_4 - \tau_{2р}$= 105 – 70 =35 ℃ – велика різниця температур теплоносія в приладі;

$\Delta t_м = t_{4к} - t_п'$=105 – 95 = 10 ℃ – менша різниця температур теплоносія в приладі;

t_4=105 ℃ - температура пари у відбору;

$t_{4к}$=105 ℃ – температура конденсату пари з відбору;

$\tau_{2р}$ =70 ℃,$t_п'$=95 ℃ – температура мережної води на вході та виході.

2. Прийнявши підігрівник типу ПСВ-90-7-15, має такі характеристики: зовнішній діаметр труб $d_з$=0,019 м; внутрішній діаметр труб труб $d_{вн}$=0,0175 м; площа перерізу труб f =0,051 м^2; висота труб H =3,41 м.

3. Середня температура води

$$t_{сер} = t_4 - \Delta t_1 = 105 - 19.96 = 85{,}04\ ℃ \quad (3.17)$$

4. При температурі $t_{сер}$= 85,04 ℃ теплофізичні властивості води:

- коефіцієнт теплопровідності λ= 0,677 Вт/м℃;
- густина води ρ= 969 кг/м^3;
- критерій Прандтля Pr=2,09;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості ν=0,346· 10^{-6} м^2/с.

5. Середня температура стінки трубок

$$t_c = 0{,}5(t_4 + t_{сер}) = 0{,}5(105+85{,}04) = 95{,}02\ ℃ \quad (3.18)$$

6. Число Григулля

$$Z = A_1 H(t_4 - t_c) = 56.1 \cdot 3.41(105 - 95.02) = 1909{,}2 \quad (3.19)$$

де A_1=56,1 (визначається при температурі t_4=105 ℃ за додатком Д)

7. За формулою визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від пари Оскільки $Z < 2300$

$$\alpha_1 = \frac{A_3}{[H(t_4 - t_c)]^{0,22}} = \frac{13217}{[3{,}41(105-95{,}02)]^{0,22}} = 6083\ Вт/м^2℃, \quad (3.20)$$

де A_3=13217 (при температурі t_4=105℃ визначається за додатком Д)

8. Швидкість води в нагрівачі

$$\omega = \frac{G_м}{\rho * f} = \frac{35.8}{969 \cdot 0.0518} = 0{,}713\ м/с \quad (3.21)$$

9. Критерій Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{0{,}713 \cdot 0{,}0175}{0{,}346 \cdot 10^{-6}} = 36062$$ – режим руху

води турбулентний. (3.22)

10. Критерій Нуссельта

$$\mathrm{Nu} = 0.021\mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.43}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr_c})^{0,25} \quad (3.23)$$

де при температурі стінки $t_c = 95{,}02$ °С, $\mathrm{Pr_c} = 1{,}85$ – критерій Прандтля для води

$$\mathrm{Nu} = 0.02136062^{0.8} \cdot 2{,}09^{0.43}(2{,}09/1{,}85)^{0,25} = 131{,}45. \quad (3.24)$$

11. Коефіцієнт тепловіддачі стінок труб у воду

$$\alpha_2 = \frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda}{d_{вн}} = \frac{131{,}45 \cdot 0{,}677}{0{,}0175} = 5085 \text{ Вт/м}^2\text{°С}.$$

(3.25)

12. Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{d_{сер}\left(\frac{1}{\alpha_1 d_з} + \frac{1}{2\lambda} ln \frac{d_з}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{вн}}\right)} =$$

$$= \frac{1}{0{,}01825\left(\frac{1}{6083 \cdot 0{,}019} + \frac{1}{2 \cdot 60} ln \frac{0{,}019}{0{,}0175} + \frac{1}{5085 \cdot 0{,}0175}\right)} = 2663 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$$

(3.26)

де $\lambda = 60$ Вт/м°С – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб,

$d_{сер} = 0{,}5\,(d_з + d_{вн}) = 0{,}5(0{,}019+0{,}0175) = 0{,}01825$ м – середній діаметр труб.

13. Тепловіддача обігрівача

$$Q_1 = G_м^{\bullet}\ C(t'_п - \tau_{2р}) = 35{,}8^{\bullet}\ 4187^{\bullet}\ (95-70) = 3{,}747 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

(3.27)

14. За рівнянням теплопередачі розраховуємо площу поверхні теплообміну підігрівника

$$F=\frac{Q_1}{K\cdot\Delta t_1}=\frac{3{,}747\cdot10^6}{2663\cdot9{,}96}=70{,}5\ \text{м}^2. \quad (3.28)$$

Підігрівник ПСВ-90-7-15 вибираємо у таблиці 3.4, як самий більший за величиною площі поверхні теплообміну.

Таблиця 3.4

Вертикальні підігрівники мережної води.

Марка	Поверхня тепло-обміну,м²	Робочий тиск, МПа (кгс/см²)		Розрахункові параметри				Теплова продук-тивність, МВт
		у паровому просторі	у водяному просторі	пари		мережної води		
				температура, °С	витрати, т/год	температура вхід/вихід	витрати, т/год	
Двоходові підігрівники								
ПСВ-45-7-15	45	0,7(7)	1,5(15)	126,8	14	70/110	180	8,37
				169,6	19	100/150	180	10,47
ПСВ-63-7-15	63	0,7(7)	1,5(15)	126,8	19	70/110	240	11,16
				169,6	20	100/150	240	11,16
ПСВ-90-7-15	90	0,7(7)	1,5(15)	126,8	27	70/110	350	16,28
				169,6	29	100/150	350	16,28
ПСВ-125-7-15	125	0,7(7)	1,5(15)	126,8	38	70/110	500	23,26
				169,6	41	100/150	500	23,26
ПСВ-200-14-23	200	1,4(14)	2,3(23)	126,8	65	70/110	800	37,22
				197,4	86	130/180	800	46,52
ПСВ-500-14-23	500	1,4(14)	2,3(23)	126,8	122,5	70/110	1500	68,78
				197,4	162	130/180	1500	87,22
Чотириходові підігрівники								
ПСВ-45-7-15	45	0,7(7)	1,5(15)	169,6	1,5	70/150	90	8,37
ПСВ-63-7-15	63	0,7(7)	1,5(15)	169,6	2,0	70/150	120	11,16
ПСВ-90-7-15	90	0,7(7)	1,5(15)	169,6	3,0	70/150	175	16,28
ПСВ-125-7-15	125	0,7(7)	1,5(15)	169,6	4,1	70/150	250	23,26
ПСВ-200-14-23	200	1,4(14)	2,3(23)	197,4	6,6	120/180	400	37,22
					5,15		400	27,91

Висновки

У період роботи був проведено більш детальний аналіз типів теплообмінних апаратів, а також виявлені переваги та недоліки. Більш детально розглянуто теплообмінний апарат кожухотрубного типу. На сьогоднішній день найбільш поширені теплообмінники кожухотрубного типу завдяки простоті конструкції і надійності.

1. Для заданих параметрів водяної пари на виході з парогенератора здійснено визначення параметрів пари у проточній частині точках теплової схеми ТЕЦ.

2. Для заданого графіка регулювання відпуску теплової енергії обчислено теплову продуктивність ступенів водопідігрівної установки перший ступень – 3,75 МВт, другий ступень – 5,25 МВт, водогрівний котел – 3 МВт.

3. Обчислено площу теплопередачі підігрівників мережної води. Обрано підігрівник вертикальної конструкції марки ПВС – 90 – 7 – 15.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Улаштування і розрахунок рекуперативних теплообмінних апаратів: навч. метод. посіб. О.О.Алексахін. – Харків: ХНУ імені В.Н.Каразіна, 2019–55 с.

2. Електронний ресурс « Огляд теплообмінного устаткування »

https://www.teplo-polis.com.ua/kratkij-obzor-teploobmennogo-oborudovanija/

3. Електронний ресурс «Теплообмінні апарати хімічних виробництв »

https://www.muctr.ru/upload/iblock/96d/Lektsiya16.pdf

4. В.П. Исаченко Теплопередача /В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия,1965. –424 с.

5. Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанции. Учебник для студентов энергомашиностроительных специальностей вузов. М.:Энергия, 1967.- 256 с.

6. Кутателадзе В.М. Справочник по теплопередаче / В.М. Кутателадзе, В.М. Боришанский.–М. –Л.: Госэнергоиздат, 1959–414 с.

7. Лебедев П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / П.Д. Лебедев, А.Н. Щукин. - М.: Энергия, 1970. -408 с.

8. Кулиниченко Р.В. Справочник по теплообменным расчетам / Р.В. Кулиниченко. – Киев: Тэхника, 1990. –164 с.

9. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара .Справочник.- М.: Энергоатомиздат,1984.- 287 с.

10. Теплотехнический справочник /В.Н. Юренев, П.Д.Лебедев и др. /под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. т.2. –М.:Энергия, 1976. –896 с.

11. Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача / И.А. Недужий, А.Н. Алабовский. – Киев, 1981. –248 с.

12. Барановский Н.В. Пластинчастые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. –283 с.

13. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 2-е изд.,перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1975.- 557с.

14. Щепетильников М.И., Хлопушин В.И. Сборник задач по курсу ТЭС. Учеб. пособие для вузов.-М.: Энергоатомиздат,1983.- 176 с

15. Кошкин В.К. Телпообменные аппараты и теплоносители / В.К. Кошкин, Э.К. Кошкин. – М.: Машиностроение, 1971. -198 с.

16. Базовые енергоустановки и окружающая среда [Текст]: учеб. пособие / под ред. В.А. Маляренко; Харьк. гос. акад. міськ. госп-ва.- Х.: ХГАГХ, 2002. – 398 с.