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

Кафедра теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр

«Підігрівна установка гарячого водопостачання житлового мікрорайону»

Виконав: студент 4 курсу, групи
НФ-42
Луценко Микита Євгенійович
Спеціальність:
«Прикладна фізика та наноматеріали»
Керівник: к.т.н., доцент Алексахін О. О.

Рецензент: к.т.н., доцент Круглякова О. В.

Харків - 2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна

ННІ Комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра теплофізики молекулярної фізики та енергоефективності
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) «бакалавр»
Спеціальність 105 - прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Ю.М. Мацевитий**
підпис ініціали, прізвище

"____" _____20___року

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

Луценко Микита Євгенійович
(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема роботи Підігрівна установка гарячого водопостачання житлового мікрорайону.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1.	Загальна характеристика централізованого теплопостачання
2.	Схеми приєднання теплообмінників гарячого водопостачання до теплових мереж
3.	Обчислення параметрів водопідігрівної установки мікрорайону
4.	Обчислення площі поверхні теплопередачі теплообмінників гарячого водопостачання для можливих схем приєднання
5.	Обчислення витрат нагрівного теплоносія для потреб гарячого водопостачання для можливих схем приєднання

6	Оформлення пояснювальної записки

Зміст пояснювальної записки

1. Загальна характеристика централізованого теплопостачання
2.Схеми приєднання теплообмінників гарячого водопостачання до теплових мереж
3. Обчислення площі поверхні теплопередачі теплообмінних апаратів для гарячого водопостачання мікрорайону
3.1. Вплив температури нагріву водопровідної води на першому ступеню двоступінчастої підігрівної установки на показники роботи установки
4. Техніко-економічне порівняння варіантів виконання підігрівної установки гарячого водопостачання
5. Висновки
6. Список літератури

Реферат

Луценко Микита Євгенійович «Підігрівна установка гарячого водопостачання житлового мікрорайону» (випускна робота «бакалавр»). – Харків: ХНУ імені В.Н. Каразіна, 2020. –

Робота складається з вступу, трьох розділів, висновків; містить 4 рисунки, 8 таблиць, список використаних джерел з 7 найменувань.

Здійснено тепловий і гідромеханічний розрахунки теплообмінних апаратів підігрівної установки гарячого водопостачання житлового мікрорайону у м.Харків. Проведено порівняння величин площі поверхні теплопередачі та втрат тиску для різних значень температури нагріву водопровідної води на першому ступені двоступінчатої змішаної водопідігрівної установки. На підставі техніко-економічного порівняння варіантів виконання підігрівної установки визначено раціональне значення температури нагріву води на першому ступеню.

Ключові слова: централізоване теплопостачання, система опалення, система гарячого водопостачання, теплові мережі, пластинчасті теплообмінні апарати для гарячого водопостачання, конструктивний розрахунок теплообмінників, компоновка каналів теплообмінного апарату, втрати тиску при русі теплоносіїв через теплообмінні апарати, теплові пункти.

Abstract

Lutsenko Nikita Evgenievich "Heating installation of hot water supply of a residential district" (final work "bachelor")- Kharkiv: V.N. Karazin Kharkiv National University, 2020. –.

The work consists of an introduction, five sections, conclusions; contains 4 figures, 8 tables, list of used sources from 7 names.

Thermal and hydromechanical calculations of heat exchangers of heating installation of hot water supply of residential district in Kharkiv are carried out. The values of the heat transfer surface area and pressure losses for different values of tap water heating temperature at the first stage of a two-stage mixed water heating installation are compared. On the basis of technical and economic comparison of variants of execution of heating installation the rational value of temperature of heating of water on the first stage is defined.

Key words: district heating, heating system, hot water supply system, heating networks, plate heat exchangers for hot water supply, constructive calculation of heat exchangers, arrangement of heat exchanger channels, pressure losses during the movement of heat carriers through heat exchangers, heating points.

Зміст

Вступ.....6

Розділ 1. Загальна характеристика систем теплопостачання.....7

Розділ 2. Приєднання місцевих систем теплоспоживання до теплових мереж

2.1. Схеми приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж……..…….....9

2.2. Основне обладнання теплових пунктів…….……...24

Розділ 3. Розрахунок водопідігрівної установки гарячого водопостачання

3.1 Методика теплового і гідравлічного розрахунків пластинчатого теплообмінника…….…….31

3.2 Результати розрахунків……..…..37

Висновки 46

Список використаних джерел та літератури 47

Вступ

Український житлово-комунальний комплекс розташований на третьому місці по обсягам використання електроносіїв, а також займає перше місце за спожитим теплом. На протязі трьох років (1997-2000) підприємства житлово-комунальних господарств спожили 9,6 - 12,3 млрд $м^3$ природного газу, з них - підприємствами комунальної енергетики було спожито близько 8,5 млрд $м^3$ та приблизно 10 млрд кВт.год. Від загальнодержавного використання електроенергії та газу - це складає 5-6%. Також на одиницю ВВП в Україні використання паливно-енергетичного ресурсу перебільшує аналогічні показники розвинених країн.

Розробка заходів для енергозбереження є актуальним завданням для підприємств комунальної теплоенергетики. Засоби з енергозбереження для систем теплопостачання розіб'ємо на такі групи:

- Диспетчеризація в системах теплопостачання;
- Заміна застарілих електродвигунів на сучасні енергоефективні;
- Налагодження теплових мереж;
- Перехід на незалежні схеми теплопостачання;
- Застосування труб з пінополіуретановою ізоляцією;
- Прокладка теплових мереж оптимального діаметра;
- Своєчасне усунення пошкоджень ізоляції паропроводів і конденсатопроводів за допомогою сучасних технологій і матеріалів.

Реалізація вищеприведених способів енергозбереження для житлово-комунальних господарств потребують виповнення низки завдань, які пов'язані з оптимізацією та розрахунком гідравлічних і теплових режимів функціонування об'єктів систем енергопостачання. Тільки при реалізації вищезгаданих положень технічної теплофізики для всіх етапів теплофізичного розрахунку та теплового проектування систем споживання і виробництва теплової енергії. Важливими чинниками, для визначення енергоефективності житлово-комунальних господарства, є енергогенеруюче

обладнання комунальної енергетики, невдосконаленість будівельних конструкцій та відсутність засобів індивідуального обліку і системи для регулювання теплопостачання.

1. Загальна характеристика систем теплопостачання

Для забезпечення в приміщеннях комфортних для людини параметрів внутрішнього повітря, підготовка та постачання гарячої води для санітарно-гігієнічних потреб і для можливості виконання певних технологічних процесів на промислових підприємствах необхідна подача теплової енергії. Для цього необхідна організація системи теплопостачання. Вони бувають місцеві (вироблення теплоти здійснюється в місці його споживання) та централізовані (вироблення теплоти відбувається на спеціальних підприємствах). І все це називається джерелами теплопостачання.

В Україні за рахунок централізованих систем відбувається теплопостачання будівель. І це пов’язано з тим, що матимемо ефективне використання палива, з’явилися нові можливості щодо впровадження методів направлених для вирішення проблеми забруднення атмосфери різними продуктами спалювання палива, експлуатація з меншими значеннями питомих витрат. Централізовані системи теплопостачання складаються з трьох основних елементів: джерело теплоти, теплові мережі та системи використання теплоти споживачами. Основна роль джерел теплопостачання полягає в перетворенні енергії, яка міститься в ядерному чи органічному паливі, в теплову і нагрівання теплоносія (наприклад вода або водяна пара), який до споживача транспортує тепло.

В містах джерелами теплопостачання виступають теплоелектроцентралі (ТЕЦ) і котельні, а для сільської місцевості

використовують опалювальні печі та невеликі котельні[1]. В порівнянні з великими котельнями централізованого теплопостачання та ТЕЦ, в опалювальних печах та невеликих котельнях вироблення теплоти потребує велику кількість некваліфікованої праці та забруднює навколишнє середовище.

Теплові мережі – це система трубопроводів та спеціального обладнання, які призначені для транспортування теплоносія від джерела до споживача і повернення охолодженого теплоносія до джерела теплопостачання.

Прийом теплоносія з теплових мереж та його подальший розподіл, підтримання у абонементів необхідних параметрів та облік споживання теплоти – все це призначення систем використання теплоти у споживачів.

Для теплопостачання великих міст (кількість населення від 250 тис.) переважно використовують теплоелектроцентралі. Зазвичай для таких міст структура теплопостачання містить в собі ще і котельні різної потужності.

Для великих міст теплопостачання характерне складною структурою, для якої наявні декілька різнотипних джерел теплоти, які до загальних теплових мереж транспортують енергію. Для складної структури теплопостачання міст часто можуть входити і котельні промислових підприємств, які окрім забезпечення технологічних процесів підприємств ще передають теплоту для житлових будинків. Для визначення величини району обслуговування джерелом теплоти та ступеня централізації теплопостачання треба враховувати багато факторів. Таким чином для зниження питомих капітальних витрат для спорудження джерел треба збільшувати район обслуговування та продуктивність самого джерела теплоти. Але з іншої

сторони це призведе до збільшення вкладу капіталу в структуру теплових мереж.

2. Приєднання місцевих систем теплоспоживання до теплових мереж

2.1 Схеми приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж

Як показує практика експлуатації систем теплопостачання, без створення проміжних ступенів між абонентами та джерелом неможливе нормальне функціонування великих розгалужених систем. Теплові підстанції використовуються як проміжні елементи в таких системах. Вони реалізовують інженерні системи, які з'єднують споживачів та теплові мережі, регулюють гідравлічні та теплові режими та забезпечують облік споживання теплової енергії.

Розвиток централізованого гарячого водопостачання сприяв створенню потужних водонагрівальних установок, які можуть забезпечити споживачів мікрорайону гарячою водою з температурою не нижче 55^{o}C. А саме встановлюють ефективні теплообмінники на центральних теплових пунктах. Теплові мережі, які забезпечують мікрорайони, мають чотиритрубні системи: подавальний і циркуляційний трубопроводи системи гарячого водопостачання та подавальний і зворотний трубопроводи системи опалення. Періодична, або безперервна циркуляція компенсує витрати тепла в трубопроводах гарячого теплопостачання і підтримує у системі воду необхідної температури. Від інтенсивності водозбору будуть залежати співвідношення між циркуляційними витратами та витратами в режимі водозбору. Для того, щоб зменшити циркуляційні витрати, треба збільшити водозбір. Для нагрівання циркуляційної води витрати тепла не перевищують 3-5% від теплових витрат для нагрівання води, яка доходить до споживача.

Ці дані отримані за оцінками натуральних випробувань, які проходили за годину максимального водозбору.

Перехід тепла від теплових мереж до локальних систем тепло споживання проходить зі зниженням потенціалу теплоти або без зниження. Такі системи без зниження теплового потенціалу приєднують теплової мережі систем вентиляції та систем опалення промислових споруд, спортзалів, пралень, торгівельних приміщень, басейнів об'ємом понад 500 $м^3$. При умовах дотримання розрахункової температури не більше 105 ^oC, попередні системи можна використати для житлових та громадських будівель. Системи гарячого водопостачання та опалення більшості абонентів приєднують до теплових мереж для зниження теплового потенціалу. Щоб зменшити температури теплоносія застосовують теплообмінники, як поверхневі так і змішувальні.

Для зниження температури у залежних системах на вводі у системи опалення зазвичай забезпечують змішування потоків води зі зворотного трубопроводу та з подавального трубопроводу теплової мережі.

Незалежне приєднання можна реалізувати з використанням спеціального теплообмінного апарату, який нагріває тепловим носієм з теплової мережі теплоносій для локальної системи опалення.

На абонентських вводах, які обслуговують місцеві системи опалення та гарячого водопостачання. Існують два способи подачі тепла при відсутності баків-акумуляторів в системах гарячого водопостачання. Це нормальна та зв'язана подача.

Система опалення отримує теплоту незалежно від системи гарячого водопостачання при нормальній подачі теплоти. Тому на кількість теплоти не

будуть відбиватись будь-які зміни витрат теплоти на гаряче водопостачання, яке транспортується до системи опалення.

Це можна забезпечити встановленням на трубопроводі, який використовується для подачі мережної води до теплообмінного апарата, автомата, що забезпечує зміну витрат води через теплообмінник опалення в залежності від потреб у теплоті абонента, або автомата, який забезпечує незмінні витрати води.

При використанні зв'язаної подачі, кількість теплоти, яку отримала система опалення, буде залежати кількості витрат теплоти системою гарячого водопостачання. Це пов'язано з обмеженнями загальної кількості теплоти, яка транспортується до вводу, з урахуванням розрахунку середньогодинних теплових витрат на гарячого водопостачання та годинних теплових витрат на опалення. У такому випадку надходження теплоти буде проходити без обмеження до системи гарячого водопостачання. Тому, як наслідок, будуть викликані зміни подачі теплоти до опалювальних систем і, відповідно, всередині приміщень, які опалюються, зміниться температура повітря при випадку будь-якого відхилення теплових витрат на гаряче теплопостачання від середньогодинних.

При використанні двоступінчастої змішаної схеми (рис. 2.1, б) у підігрівниках води першого ступеню, які приєднані до зворотного трубопроводу теплових мереж. В цих трубопроводах теплову воду використовують для нагріву водопровідної води, які менші ніж температури теплоносія у зворотному трубопроводі опалювальної системи в точці зламу графіка температур теплових мереж приблизно на 5-10^{o}C, якщо детальніше, то температур порядку 25-35^{o}C. Для того, щоб догріти воду до необхідних температур, 55-60^{o}C, з нормативними вимогами температури води для гарячого теплопостачання, потрібно використовувати теплообмінники

другого ступеня. Їх звичайно приєднують до подавального трубопроводу теплових мереж. Гріючу воду, яка була охолоджена на другому ступені, подають для змішування з водою після системи опалення, а далі подають на вхід теплообмінних апаратів першого ступеня.

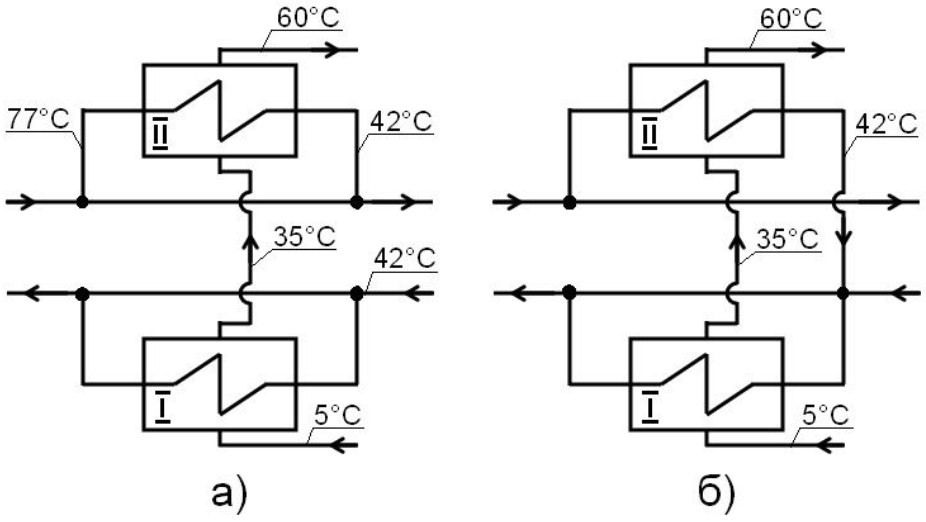


Рис. 2.1 – Двоступінчасті схеми приєднання водопідігрівників до закритих теплових мереж: а – послідовна; б – змішана; I, II – перший та другий ступінь водопідігрівної установки

Двоступінчаста послідовна схема приєднання водопідігрівників (рис. 2.1, а) відрізняється від змішаної. Відмінність полягає в тому, що охолоджена гріюча вода в теплообмінних апаратах надходить до опалювальних систем і пояснюється тим, що до подавального трубопроводу теплових мереж, перед опалювальними системами, приєднанні теплообмінні апарати другого ступеню. Звичайно воду, після теплообмінників, яку подають в обхід теплообмінних апаратів, змішують з частиною води, яка надходить з подавального трубопроводу теплових мереж.

Акумулююча здатність будівель стає обов’язковим для, як мінімум, частково покриття піків навантаження при впровадженні послідовної схеми використання.

Встановлення автоматичних регуляторів для підтриманя температур на вході систем гарячого водопостачання на відповідному рівні необхідне для приєднання підігрівників при будь-яких схемах[2]. Робота двоступінчастих схем підігрівачів води першого ступеня не потребує регулювання. Їх теплову продуктивність можна визначити змінними витратами нагрівної води, температурою і витратами води, яка гріється та надходить до теплообмінних апаратів зі зворотних трубопроводів опалювальних систем. Зміна витрат гріючого теплоносія через теплообмінники використовується для регулювання теплової продуктивності одноступінчастого приєднання та для другого ступеню двоступінчатих схем.

Детальний аналіз техніко-економічних установок для нагрівання води дозволив ввести зручний критерій, який допоможе в підборі схеми приєднання теплообмінників гарячого водопостачання. Це величина – співвідношення максимальних теплових потоків на гаряче водопостачання в водопостачання ($Q_{h,\max}$) і опалення ($Q_{o,\max}$)групи будівель чи окремої будівлі (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Умови застосування схеми приєднання підігрівників гарячого водопостачання

Найменування	**Схема**	**Умови застосування**
Одноступінчаста паралельна	Рис. 2.5, б	$\rho_{\max} = \frac{Q_{h,\max}}{Q_{o,\max}} > 1,2$
Одноступінчаста послідовна	Рис. 2.5, а	$\rho_{\max} = \frac{Q_{h,\max}}{Q_{o,\max}} < 0,3$

Продовження табл. 2.1

Двоступінчаста послідовна	Рис. 2.1, а	$0,3 \le \rho_{\max} < 0,6$
Двоступінчаста змішана	Рис. 2.1, б	$0,6 \le \rho_{\max} \le 1,2$

Тепловий пункт – комплекс інженерного обладнання, який реалізує одну з можливих схем приєднання та пов'язує теплові мережі зі споживачем. Теплові пункти бувають центральними (ЦТП) та індивідуальними (ІТП). ІТП розміщують біля споживачів теплоти, тобто безпосередньо влаштовують в самій будівлі. Центральні теплові пункти розташовують в окремій споруді та використовують для обслуговування групи будівель. Вони можуть використовуватися не тільки для одночасного забезпечення роботи систем опалення та гарячого водопостачання або для підготовки носія тепла, з заданими необхідними параметрами для опалення приміщень, та підготовки води в користування в господарсько-побутових потребах. Перехід до користування центральними тепловими пунктами (теплорозподільна станція) має як недоліки там і переваги для забезпечення теплом мікрорайонів. Недоліки пов'язані з перетворенням двотрубних мікрорайонних систем у комбіновані системи з двотрубною тепловою мережею від джерела теплоти до центрального теплового пункту і чотиритрубною квартальною тепловою мережею від ЦТП до окремих будівель. Така конструкція систем теплових мереж ускладнила їх експлуатація та збільшила вартість. Як переваги таких систем наводять наступне:

- зменшення сумарної поверхні підігрівачів гарячого водопостачання внаслідок зменшення коефіцієнта максимальної годинної нерівномірності споживання теплоти у системі гарячого водопостачання та скорочення

надлишків поверхні теплообміну, які утворюються в індивідуальних установках при компонуванні підігрівачів зі стандартних секцій;

- зменшення кількості насосних установок і автоматичних приладів для створення циркуляції в системах гарячого водопостачання;

- кращі умови для впровадження дистанційного управління відпуском теплоти та скорочення чисельності обслуги.

Наведені вище переваги обумовлені розвитком в великих містах централізованого теплопостачання шляхом концентрації потужностей на одиночних теплових підстанціях.

Системи автоматизації займають важливе значення для надійного і безперервного постачання тепловою енергією. Причому декомпозиція систем автоматизації завжди відповідає декомпозиції системи централізованого теплопостачання. Автоматичне керування всіма ланками централізованого теплопостачання повинно бути комплексним на рівні індивідуальних теплових пунктів окремих будівель, центральних теплових пунктів мікрорайонів, магістральних теплових мережах, джерел теплової енергії.

Системи автоматичного керування параметрами повинні бути реалізовані в центральному тепловому пункті у випадках, коли для групи будівель від ЦТП відходять окремі розподільчі мережі. Таким чином в ролі основних систему будуть наступні: система автоматичного керування витрат теплоти для підігрівача повітря систем вентиляції; система автоматичного керування носія тепла за температурним графіком опалення, система автоматичного керування температурою гарячої води для потреб гарячого водопостачання.

В тепловому пункті, за наявності існуючих схем, потрібно реалізувати системи місцевого керування відпуском теплоти для опалення на вводах до окремих частин будівлі чи в цілому. Відомо, що система автоматичного керування відпуском теплоти для опалення будівлі в цілому може дозволити редагувати температурний графік центрального якісного регулювання, з економією за опалювальний сезон теплової енергії порядку 6-8%.

На тепловому пункті встановлюють теплообмінники, засоби автоматики, пробкові крани, вентилі, арматуру, циркуляційні та підвищуючі насоси, контрольно-вимірювальні прилади для забезпечення роботи системи гарячого теплопостачання.

У випадках нестачі тиску водопровідної води на вході в мікрорайоні, в схемах теплового пункту встановлюють підвищуючі насоси для забезпечення надійного теплопостачання. Такі насоси одночасно можуть обслуговувати системи як гарячого так і холодного водопостачання. Для спрощення управління та експлуатації насосів і зменшення їх кількості використовують улаштування спільної установки. Підвищуючи установка складається з групи насосів, як встановлені за послідовною або паралельною схемою. У таких підвищуючи установках економніше використовувати послідовне з’єднання насосів. Це обумовлене зміною кількості працюючих насосів, що у широкому діапазоні змінює загальний напір установки. Перевагами послідовною схеми можна назвати можливість введення будь-якою кількості насосів з встановлених у групі до спільної роботи або використання малошумних низьконапірних насосів.

Підвішуючу насосну установку зазвичай встановлюють перед теплообмінниками (при двоступінчастих схемах водопідігрівної установки, а саме перед другим ступенем). При цьому встановлюють циркуляційний

насос для здійснення циркуляції гарячої води на циркуляційному трубопроводі.

Передбачають встановлення регуляторів температури для автоматичного підтримання температури гарячої води на виході з водо підігрівної установки на встановленому рівні с схемах теплових пунктів (рис 2.2). Такі регулятори бувають електродними та гідравлічними. За рахунок зміни витрат гріючої води через теплообмінники водопідігрівної установки можна забезпечити гарячу воду необхідної температури.

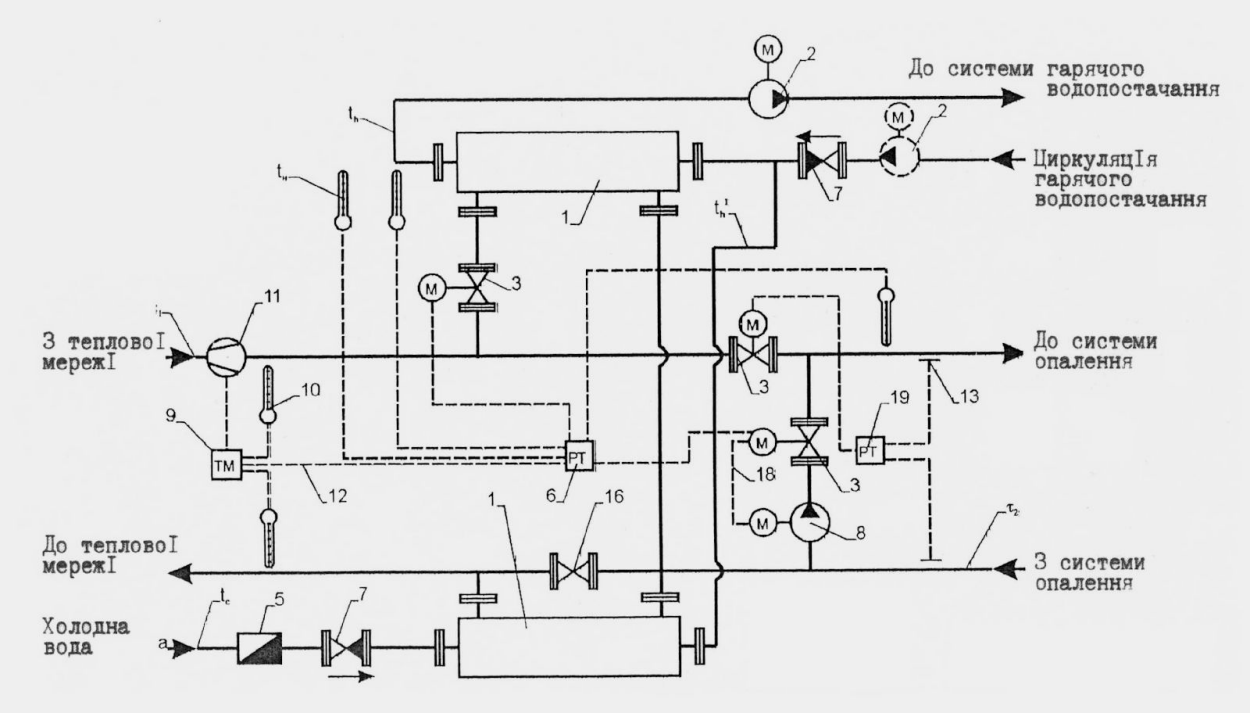


Рис. 2.2 - Принципова схема центрального теплового пункту з двоступінчастим змішаним приєднанням водопідігрівників гарячого водопостачання (ГВ):

1 – підігрівник ГВ; 2 – циркуляційний насос ГВ; 3 – регулюючий клапан з електроприводом; 4 – регулятор перепаду тиску; 5 – водомір холодної води; 6 – регулятор споживання теплоти на опалення, ГВ та обмеження максимальних витрат сітьової води на вводі; 7 – зворотний клапан; 8 – підмішуючий насос; 9 – тепловий лічильник; 10 – датчик температури; 11 – датчик витрат води;

12 – сигнал обмеження максимальних витрат води з теплової мережі; 13 – датчик тиску води в трубопроводі; 18 – сигнал вмикання насосу; 19 – регулятор перепаду тиску.

За допомогою регулятора тиску засоби автоматизації теплового пункту можуть забезпечити постійний тиск у зворотному трубопроводі опалювальної системи та підтримання незмінного рівня сітьової води для опалювальних систем за використанням регулятора витрат.

На тепловому пункті встановлюють лічильник холодної води для її обліку, яка витрачається на потреби гарячого водопостачання. Діаметр умовного проходу лічильника вибирають виходячи із даних, а саме середньогодинних витрат, які для даної моделі пристрою не повинні перевищувати експлуатаційні.

Лічильники теплової енергії встановлюють на теплових пунктах для обліку споживання теплової енергії.

Вибір величин для розрахунку теплообмінників для систем централізованого гарячого водопостачання

Розрахунок водопідігрівників гарячого водопостачання виконують на мінімальну температуру води в подавальному трубопроводі теплової мережі, яка обумовлюється графіком відпускання теплоти джерелом теплопостачання. Значення такої температур для відкритих систем становить не менше 60 ºС, для закритих систем - не менше 70 ºС. Для закритих систем теплопостачання, які працюють за графіком регулювання сумісного навантаження опалення та гарячого водопостачання, мінімальна температура води в подавальному трубопроводі теплової мережі, тобто при температурі

зовнішнього повітря в точці зламу графіка температур, визначається за наступною формулою:

$$\tau'_{1_р} = \tau'_1 + \frac{Q_{г,т} k(\tau_{1_р} - \tau_{2_р})}{Q_{h,max}(1+k^t)} \left[1 - \frac{t_1^h - t_х}{55 - t_х} \bullet \frac{\tau_2 - t_х}{\tau'_2 - t_х} + k^t \frac{\tau'_1 - 50}{\tau_1 - 50} \right], \qquad (2.1)$$

де $\tau_{1_р}$, τ'_1 - температура в подавальному трубопроводі теплової мережі відповідно до розрахункової температури зовнішнього повітря та в точці зламу температурного графіка; $\tau_{2_р}$, τ'_2 –те ж саме у зворотному трубопроводі теплової мережі; k – коефіцієнт компенсації небалансу теплоти на опалення, обумовленого нерівномірністю добового графіка споживання гарячої води (приймається рівним 1,0 при наявності баків-акумуляторів, за їх відсутності – 1,2); k^t – коефіцієнт втрати теплоти трубопроводами систем гарячого водопостачання (табл. 2.2); $t_х$, t_1^h – температура холодної води та температура нагрівання на першому ступені водопідігрівної установки, відповідно.

Для умов м. Харкова значення температур для нагрівальних установок гарячого водопостачання становлять такі значення: $\tau'_{1_р} = 76$ºС; $\tau'_{2_р} = 46$ºС.

Водозбір у системах гарячого водопостачання буде характеризуватися суттєвою нерівномірністю протягом доби, добової нерівномірністю по днях тижня. Відношення максимум споживання до його середньої величини за відповідний проміжок часу (доба, тиждень) – коефіцієнт нерівномірності (годинною, добовою). На режим споживання води впливає насиченість будинку обладнанням для споживання гарячої води. Для будівель, які обладнані однотипною водозбірною арматурою, коефіцієнт годинної нерівномірності буде дорівнювати відношенню пікового споживання гарячої води за добу (орієнтовно від 20 до 22 год) до середньодобового та залежить від кількості жителів (див. табл. 2.3).

Таблиця 2.2

Значення k^t залежно від типу системи гарячого водопостачання

Тип системи	k^t	
	При наявності зовнішніх розподільчих мереж гарячого водопостачання від ЦТП	Без зовнішніх розподільчих мереж гарячого водопостачання
Без рушникосушильників та з теплоізольованими стояками	0,15	0,1
З рушникосушильниками та ізольованими стояками	0,25	0,2
З рушникосушильниками та неізольованими стояками	0,35	0,3

Таблиця 2.3

Значення коефіцієнту годинної нерівномірності споживання гарячої води для житлових будинків

Кількість жителів	150	250	350	500	700	1000	1500
Коефіцієнт k^h	5,15	4,5	4,1	3,75	3,5	3,27	3,09
Кількість жителів	3000	4000	5000	6000	7500	10000	20000
Коефіцієнт k^h	2,85	2,78	2,74	2,7	2,65	2,6	2,4

Для систем гарячого водопостачання, які обслуговують одночасно як громадські так и житлові будівлі, коефіцієнт годинної нерівномірності рекомендується приймати за умов чисельності жителів у громадських будівлях, який обчислюється за наступною формулою:

$$U_{\text{ум}} = 0{,}25\, G^{\text{гр}}_{\text{г},m}, \tag{2.2}$$

де $G^{\text{гр}}_{\text{г},m}$ – середні витрати води на гаряче водопостачання за опалювальний період, кг/год, для громадських будівель.

Дані коефіцієнта годинної нерівномірності за табл. 2.3 чисельність жителів приймається умовно з коефіцієнтом 1.2. Це виконується за умови відсутності даних про визначення громадських будівель.

З урахуванням втрат теплоти циркуляційним та подавальним трубопроводами систем гарячого водопостачання, годинні середні та максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання можна визначити відповідно наступним формулам:

$$Q_{\text{г},m} = g^{h}_{u,m} \bullet U \bullet C(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})(1 + k^{t})/\text{T}; \tag{2.3}$$

$$Q_{\text{г},max} = g^{h}_{u,m} \bullet U \bullet C(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})(k^{h} + k^{t})/\text{T}, \tag{2.4}$$

де $g^{h}_{u,m}$ – середньодобова норма споживання гарячої води за добу найбільшого водорозбору, л/добу (приймається згідно з [3]); U - кількість жителів; T – період споживання гарячої води (доба, зміна), с.

Обчислення поверхні газообміну підігрівників гарячого водопостачання, які приєднанні за одноступінчатою схемою, виконують в системі при наявності баків-акумуляторів – за величиною середнього навантаження $Q^{\text{р}}_{\text{г}} = Q_{\text{г},m}$, а при відсутності в системі баків - акумуляторів – за величиною максимального теплового навантаження на гаряче водопостачання $Q^{\text{р}}_{\text{г}} = Q_{\text{г},max}$. Температуру води, що нагрівається слід

приймати на вході у водопідігрівник t_x=5 С, на виході $t_Г$=60 ºС, а при вакуумній деаерації – 65 ºС. Температура нагрівної води приймається на вході в теплообмінник $\tau_1^{'}$, на виході $\tau_3^{'}$=30 ºС. Витрати нагрівного середовища (мережної води) та води, яка нагрівається, обчислюється наступними формулами:

$$G_{\text{т}} = Q_{\text{г}}^{\text{p}}/C(\tau_1^{'} - \tau_3^{'}) \tag{2.5}$$

$$G_h = Q_{\text{г}}^{\text{p}}/C(t_{\text{г}} - t_{\text{х}}.) \tag{2.6}$$

Витрати нагрівання носія тепла з теплової мережі на тепловий пункт з урахуванням теплового навантаження на вентиляцію і опалення визначають за формулою:

$$G_d = \frac{Q_{\text{о},max}+Q_{\text{в},max}}{C(\tau_1-\tau_2)} + G_{\text{т}} \ . \tag{2.7}$$

Площа поверхні теплообміну першого і другого ступенів підігрівників, які приєднанні до теплових мереж за двоступінчастою змішаною схемою, обирають за наявності баків – акумуляторів за середнім тепловим навантаженням на гаряче водопостачання, а при відсутності баків – акумуляторів – за максимальним значенням.

$$Q_1 = Q_{\text{г},max} \ \frac{t_1^h - t_{\text{х}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}} \ ; \tag{2.8}$$

$$Q_2 = Q_{\text{г},max} - Q_1 \tag{2.9}$$

Температура нагрівання води на першому ступені t_1^h визначається техніко-економічним розрахунком або може бути прийнята на 5 ºС нижче температури мережної води у зворотному трубопроводі системи опалення в точці зламу графіка температур. При техніко-економічному аналізі слід враховувати витрати коштів на теплову мережу, які визначаються витратами теплоносія, на водонагрівну установку, що залежать від величини поверхні теплообміну, а також витрати електроенергії, які визначаються втратами тиску у підігрівниках, особливо по тракту води, що нагрівається.

Температура мережної води на виході з другого ступеня $\tau_2^{''}$ приймається рівною температурі зворотної води в точці злому графіка температур.

Розрахункові годинні витрати мережної води через другий ступінь дорівнюють

$$G_{т} = Q_2 \ / \ C(\tau_1^{'} - \tau_2^{''}). \qquad (2.10)$$

Витрати через перший ступінь та ввід у цілому визначають як суму витрат мережної води на гаряче водопостачання, опалення і вентиляцію

$$G_d = G_{т} + G_{о,max} + G_{в,max} \ ; \qquad (2.11)$$

температуру мережної води на виході з водопідігрівника першого ступеня за умов рівності $\tau_2^{''} = \tau_{2_р}^{'}$ – за формулою

$$\tau_2^1 = \tau_{2_р}^{'} - Q_1 / C \ \ G_d \ . \qquad (2.12)$$

Розрахункова теплова продуктивність першого ступеня водонагрівної установки, що приєднана до теплових мереж за двоступінчастою послідовною схемою, обчислюється за балансовим навантаженням гарячого водопостачання, продуктивність другого ступеня – як різниця максимальних погодинних витрат теплоти і теплової продуктивності підігрівників першого ступеня:

$$Q_1 = Q_{г,m} k \ \ \frac{t_1^h - t_х}{t_г - t_х} \ ; \qquad (2.13)$$

$$Q_2 = Q_{г,max} - Q_1, \qquad (2.14)$$

k – див. формулу (2.1).

Витрати мережної води для потреб гарячого водопостачання при опалювальному графіку температур у тепловій мережі можна визначити за формулою

$$G_{т} = Q_{г,m} \ k\,(60 - t_1^h) / \left[C \left(\tau_1^{'} - \tau_2^{''} \right) (60 - t_х) \right]. \qquad (2.15)$$

Для більш точного обчислення витрат мережної води в [17] запропоновано формулу, яка враховує втрати теплоти трубопроводами системи гарячого водопостачання

$$G_{т} = Q_{г,m} \frac{\left[k\,(60 - t_1^h)/(60 - t_х) + k^t \right]}{C(\tau_1^{'} - \tau_2^{''}) \bullet (1 + k^t)} \qquad (2.16)$$

Як показано в [7], розрахунок для тієї самої величини $Q_{г,m}$ за формулою (2.15) занижує розрахункові витрати мережної води на гаряче водопостачання на 15 % при втратах теплоти трубопроводами k^t =0,35 та на 8 % при k^t = 0,25.

Розрахункові витрати мережної води на гаряче водопостачання при підвищеному графіку температур у тепловій мережі обчислюють за рівнянням [7]

$$G_d = \frac{Q_{о,max}+Q_{г,m}\left[k\,(55-t_1^h)/(55-t_х)+k^t\right]/(1+k^t)}{C(\tau'_{1р}-\tau'_{2р})}. \qquad (2.17)$$

Він повинен бути для даного теплового пункту не менше

$$G_{о,max} = Q_{о,max} \;/\; C(\tau_{1р}-\tau_{2р}) \qquad (2.18)$$

Розрахункову температуру зворотної води на виході підігрівника першого ступеня визначають з урахуванням того, що на вході в теплообмінний апарат температура води дорівнює температурі води після системи опалення в точці зламу температурного графіка

$$\tau_2^1 = \tau'_2 - Q_1/(C\ \ G_d). \qquad (2.19)$$

Температуру мережної води на виході з підігрівника другого ступеня знаходять за умов, що в розрахунковому режимі вся мережна вода проходить через теплообмінний апарат.

$$\tau''_2 = \tau'_2 - Q_2/(C\ \ G_d). \qquad (2.20)$$

2.2 Основне обладнання теплових пунктів

Комплекс інженерного обладнання, який пов’язує споживача теплоти з тепловими мережами, реалізує одну із можливих схем приєднання. Це називається тепловим пунктом. Теплові мережі розрізняють центральні (ЦТП) та індивідуальні (ІЦП). Індивідуальні теплові пункти влаштовують в будівлі, де розташовані споживачі теплоти. Центральні теплові пункти використовують для обслуговування групи будинків і такі пункти розміщуються в окремих спорудах. Вони необхідні для забезпечення одночасно роботи систем опалення та систем гарячого водопостачання для

приєднаних будівель, підготовки носія тепла з потрібними параметрами для опалення та для підготовки гарячої води для господарсько-побутових проблем. Перехід до використання теплороздільчої станції (альтернативна назва центрального теплового пункту) має як переваги так і недоліки при забезпеченні тепла мікрорайонів. Недоліки такої системи пов'язані з перетворенням двотрубних систем для мікрорайонів у комбіновані системи з мережею, яка йде від джерела теплоти до ЦТП та чотиритрубною квартальною тепловою мережею від центрального теплового пункту до окремих будівель. Така конструкція квартальних теплових мереж ускладнила їх експлуатації та збільшила вартість обслуговування. Можна виділити наступні переваги використання схем з ЦТП:

- для створення циркуляції в системах гарячого водопостачання зменшення кількості насосних установок та автоматичних приладів;

- кращі умови для використання дистанційного управління відпуском теплоти;

- скорочення чисельності необхідної обслуги;

- зменшення сумарної поверхні підігрівачів гарячого водопостачання за рахунок зменшення коефіцієнта максимальної годинної нерівномірності споживання теплоти у системі гарячого водопостачання;

- скорочення надлишків поверхні теплообміну, які утворюються при компонуванні підігрівачів зі стандартних секцій в індивідуальних установках;

Названі вище переваги роботи та організації таких систем для забезпечення тепла обумовлені тим, що розвиток централізованого теплопостачання в великих містах пов'язано з концентрацією потужностей одиничних теплових підстанцій. Тому, за отриманими даними, у м. Києві використовувалися теплові підстанції з тепловою потужність порядку 2-12 МВт. Кількість таких підстанцій складала

більше ніж 1700. Для м. Харків теплорозподільчі станції з потужність 10-70 МВт в кількості 220 одиниць здійснює випуск більше 70% від всього теплового навантаження житлово-комунального сектора міста з загальною потужністю більшою ніж 3200 МВт.

В кожному будинку встановлюють індивідуальний тепловий пункт. Це необхідно для максимально точного відпуску теплоти до місцевих систем опалення у мікрорайонних системах, крім центрального теплового пункту, де попередньо знижують температуру носія тепла перед тим, як його подавати до мережі опалення мікрорайону. Це дозволяє враховувати особливості споживання кожної окремої будівлі при остаточно доведеній температурі до необхідного значення теплоносія. Залежно від параметрів внутрішньої системи опалення та гідравлічних характеристик теплових мереж на ІТП можна реалізувати одну із схем приєднання, яку буде наведено нижче. Широко використовуються для влаштування індивідуальних теплових пунктів в житлових будинках набули схеми з водоструминними елеваторами, через їх простоту в експлуатації та меншим показником вартості[4].

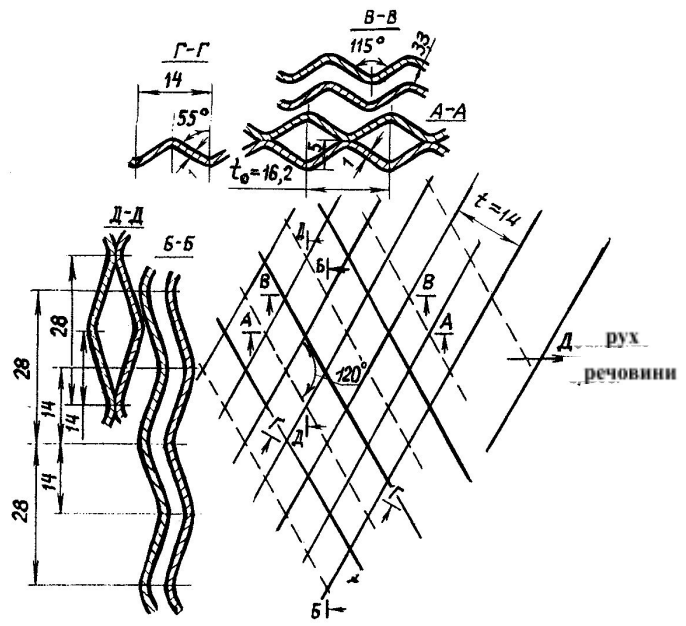


Рис. 2.3 - Переріз міжпластинного каналу

Пластинчасті теплообмінники збирають з гофрованих металевих пластин у спільний пакет. Між кожною парою сусідніх пластин складної форми щільний канал (рис 2.3), де рухатиметься речовина. Канали для холодної та гріючої речовини чергуються між собою, утворюють систему з паралельних каналів, де пластина з одного боку омивається холодною речовиною, а з іншої – гріючою. Тому процес передачі тепла відбувається через стінку пластини. За рахунок гофрованої поверхні в утвореному щільному каналі утворюється хвилеподібний рух, який приводить до турбулізації потоку. Якщо порівнювати рух речовини в каналі пластинчастого теплообмінного апарату і у гладкій круглій трубі трубного пучка кожухотрубчастого апарата, однаковий рівень турбулізації в першому випадку досягається при значно меншій швидкості речовини. Зростання коефіцієнтів теплообміну між речовиною і стінкою каналу, а також, і послідуюче збільшення коефіцієнтів теплопередачі забезпечується підвищеною турбулізацією. Завдяки цьому при однаковому тепловому навантаженні при використанні пластинчастих теплообмінних апаратів необхідна менша площа теплообмінної поверхні, що забезпечує менші, ніж у кожухотрубчастих металоємкість і габарити. Показник площі для монтажу теплообмінника, для пластинчатих теплообмінних апаратів менше в, приблизно, 3 рази, ніж для горизонтальних кожухотрубчастих водяних

підігрівників. Окрім таких головних переваг, пластинчасті апарати мають подовжені міжремонтні терміни та майже вдвічі більший термін експлуатації. Інтенсивність утворення шару відкладень на поверхні пластин знижується завдяки підвищеній турбулізації потоку.

Для виготовлення пластинчастих апаратів використовують металеві пластини (частіше - з нержавіючої сталі марок ХІ8НІОТ, ХІ7НІЗМ2Т та ін.) з теплообмінною поверхнею від 0,05 м^2 до 1 -м^2. Характеристики деяких варіантів пластин наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Конструктивні характеристики теплопередаючих пластин

Показники	Типи пластин						
	Р 0,3	0,5 м*	0,5**	Р0,6	РСО,5	НО,І	НІ,О
Площа поверхні нагріву, м^2	0,3	0,5	0,5	0,6	0,5	0,1	1,0
Еквівалентний діаметр каналу, м	0,008	0,0095	0,0091	0,0074	0,0096	0,00885	0,007
Площа перерізу каналу, м^2	0,001 1	0,0024	0,002	0,0026	0,003	0,0064	0,00376
Зазор для руху речовини в каналі, м	0,004	0,005	0,0045	0,0045	0,0042	0,0045	0,006
Наведена довжина каналу, м	1,12	1,0	1,18	0,893	0,835	0,8	1,0
Маса однієї пластини,кг	3,2	5,5	6,6	6,5	5,5	0,55	7,3

Примітки: "Р" ' для розбірних конструкцій апаратів; "РС" "- напіврозбірних;
"Н" - нерозбірних;
* - пластина з гофрами "в ялинку";
** - пластина з горизонтальними гофрами

Теплообмінні апарати виробляють в трьох модифікаціях: розбірні, напів розбірні, нерозбірні.

Таблиця 2.5

Технічні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів

Показник	Типи пластин

Типи апаратів	розбірні			напіврозбірні			нерозбірні	
Робочі середовища	Вода-вода			Вода-вода			Пара-пара	
	РО,05	РО,3	РО,6	РСО,25	РСО,35	РСО,5	НО, І	Н і,О
Витрати середовища, $м^3$/год - через апарат	6	50	200	70	60	200	50	300
- через один канал	0,1-0,8	0,4-2,5	0,7-5	0,4-3	0,4-3	1-8	0,2-1,5	1,2-9
Площа теплообмінної поверхні, $м^2$ - пластини	0,05	0,3	0,6	0,25	0,35	0,50	0,1	1,0
- апаратів (безперервний ряд)	0,5-6	3-25	10-160	5-50	12-35	1-50	2,5-8	40-200
Діаметр штуцерів (найбільший), мм	25	65	200	80	800	200	65	350
Припустимі температури середовищ, ^{0}С	10 до +100	20 до +100	20 до +100					

Таблиця 2.6

Габаритні розміри теплообмінників з пластинами РО,3

Товщина пластин	Номінальна площа поверхні теплообміну, м^{2*}	Кількість пластин	Розміри, мм				Маса, кг	
			L	L_1	L_2	L_3	загальна	деталей з нержавіючої сталі
Виконання 1								
0,8	3	12	60	150	340	410	279	31
1,0			60	155	340	410	286	38
0,8	5	20	95	185	380	450	310	51
1,0			100	195	380	450	323	65
0,8	8	30	140	230	440	510	342	77
1,0			155	240	440	510	362	97
0,8	10	36	170	260	480	550	363	92
1,0			175	270	480	550	387	116
Виконання 2								
0,8	12,5	44	205	295	740	800	397	112
1,0			215	305	740	800	425	141
0,8	16	56	260	350	840	900	436	143
1,0			270	360	840	900	472	179
0,8	20	70	320	410	950	1100	481	179
1,0			335	425	950	1100	526	224

0,8	25	86	390	480	1065	1130	527	220
1,0			410	500	1065	1130	587	275

* - площа поверхні теплообміну може бути безперервною кратною 0,3 м^2 від 3 до 10 м^2 і від 12,5 до 25 м^2

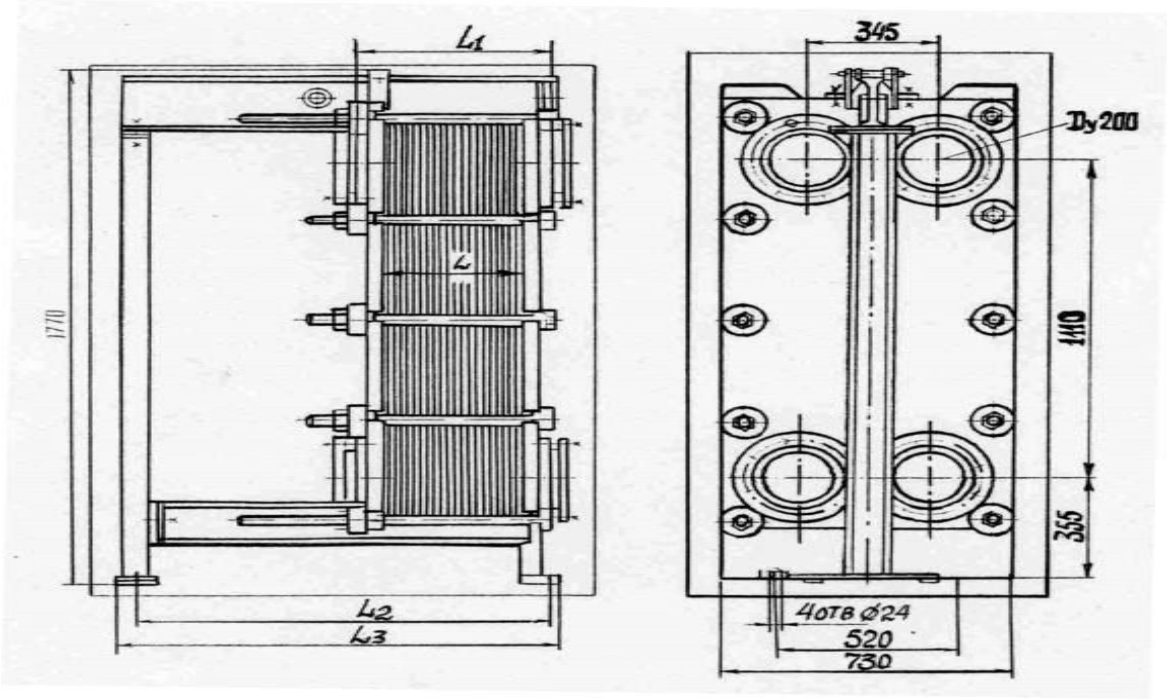


Рис.2.4 Схема загального вигляду теплообмінника

3. Розрахунок водопідігрівної установки гарячого водопостачання

3.1. Методика теплового і гідравлічного розрахунків пластинчатого теплообмінника

Основна мета розрахунку теплообмінника - визначення площі поверхні теплообміну (кількість пластин), розмір апарату, схеми компоновки каналів, гідравлічного опору та витрат енергії на транспортування через апарат речовини, яку приймає участь в теплообміну.

Згідно з широко висвітленою в літературі методикою УкрНДІХІММАШ[5-7], попередньо вибравши типорозмір пластини,

визначають величину раціональної швидкості руху кожного з робочих середовищ в каналах. Ця швидкість обчислюється з урахуванням величин прогнозованої інтенсивності віддачі тепла і припустимих або визначених у завданні на проектування втрат тиску при проходженні носіїв тепла через теплообмінний апарат. Тому виникає потреба в попередньому визначенні та прийнятті (з подальшим уточненням) значень коефіцієнтів тепловіддачі і гідравлічного опору. За визначеними швидкостями за допомогою величини критерія Рейнольдса визначають режими руху середовищ і за допомогою критеріальних рівнянь теплообміну, отриманих на підставі експериментальних досліджень апаратів, обчислюють коефіцієнти тепловіддачі в каналах з боку гріючої води і тієї, що нагрівається. Обчисливши середній температурний напір і коефіцієнт теплопередачі, з рівняння теплопередачі визначають площу поверхні теплообміну апарата, яка б забезпечувала потрібну теплову продуктивність. Далі обчислюють кількість пакетів (ходів) для кожного середовища і кількість каналів у пакетах, які б забезпечили розраховану раціональну швидкість.

Нижче наведена послідовність для розрахунку пластинчастого апарату за методикою УкрНДІХІММАШ.

Раціональна швидкість гріючого середовища у каналах визначається за наступною формулою:

$$W_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{cm}) \Delta P_1}{C_1 (t_1^{`} - t_2^{''}) \cdot \rho_1^2 \cdot \xi_1}} \text{, м/с,} \qquad (3.1)$$

де $\bar{t}_{cm} = 0{,}5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2)$ - середня температура стінки;

$\bar{t}_1 = 0{,}5(t_1^{`} + t_1^{''})$ - середня температура гріючого середовища в апараті;

$\bar{t}_2 = 0{,}5(t_2^{`} + t_2^{''})$ - середня температура середовища, що нагрівається;

C_1 – теплоємність (вибирають по температурі $\bar{t}_1$, див. додаток 1).

Спочатку для визначення швидкості необхідно прийняти значення коефіцієнтів тепловіддачі з боку гріючого середовища α_1, гідравлічного опору ξ_1, втрати тиску за трактом гріючого середовища ΔP_1. Для води як перше наближення можна вибрати значення у інтервалах $1500 \le \alpha \le 10000$; $1{,}5 \le \xi \le 5$.

Якщо в умовах на проектування втрати тиску не визначені, їх можна обрати у діапазоні $80000 \le \Delta P \le 200000$, Па.

Критерій Рейнольдса можна визначити наступним чином:

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot d_e}{\nu_1}, \qquad (3.2)$$

де d_e - еквівалентний діаметр канала (обирається для прийнятого типорозміру пластини);

ν_1 - коефіцієнт кінематичної в'язкості гріючого середовища.

Значення критерія Нуссельта Nu_1 обчислюють у залежності від режиму руху середовища в каналі за наступною формулою:

- для турбулентного режиму

$$Nu = C_T \cdot \mathrm{Re}^h \cdot P_r^{0,43} (P_r / P_{rcm})^{0,25}; \qquad (3.3)$$

- для ламінарного режиму

$$Nu = C_Л (\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr})^{0,33} (\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{cm})^{0,25}. \qquad (3.4)$$

Коефіцієнт $C_Т$, $C_Л$ і показник ступеня n обирають згідно з таблицею. Критерій Прандтля Pr обирають для температури $\bar{t}_1$, Pr_{cm} (критерій Прандтля при температурі стінки канала) – для t_{cm}.

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючого середовища до стінки канала визначається формулою:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e} \text{ , Вт/м}^2 \text{ °С,} \quad (3.5)$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності гріючого середовища Вт/м °С.

Раціональна швидкість середовища, що нагрівається визначається формулою,

$$W_2 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\alpha_2 \cdot (\overline{t_{cm}} - \overline{t_2}) \Delta P_2}{C_2 \cdot (t_2'' - t_2') \rho_2^2 \xi_2}} \text{ , м/с} \quad (3.6)$$

Значення α_2, ξ_2, ΔP_2 обирають з подальшим їх уточненням.

Критерій Рейнольдса для середовища, що гріється знаходиться:

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot d_e}{\nu_2} \text{ ,} \quad (3.7)$$

де ν_2 – коефіцієнт кінематичної в'язкості при температурі $\overline{t_2}$, м^2/с.

Критерій Нуссельта для речовини, що нагрівається (Nu_2) визначається аналогічно.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища визначається:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_e \quad (3.8)$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності середовища, що нагрівається (обирається за додатком 1 при t $\overline{t_2}$).

Коефіцієнт теплопередачі визначається формулою:

де r_1,r_2 – термічний опір забруднень на пластинах з боку гріючого середовища I середовища, що нагрівається, відповідно;

$r_{cm} = \sigma_{cm} / \lambda_{cm}$ - термічний опір матеріалу стінки пластини.

Поверхня теплообміну знаходиться за формулою:

$$F_a = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} \text{ , м}^2, \quad (3.9)$$

де Q – теплове навантаження теплообмінника, Вт;

Δt - середній логарифмічний температурний напір

$$\Delta t = (\Delta t_Б - \Delta t_М) / [\ln(\Delta t_Б / \Delta t_М)] \ , \qquad (3.10)$$

де $t_Б, t_М$ - більша та менша різниця температур відповідно.

Площа поперечного перерізу пакета знаходиться наступним чином:

а) з боку гріючого середовища $f_{п1} = G_T / (W_1 \cdot \rho_1)$; (3.11)

б) з боку середовища, що нагрівається, $f_{п2} = G_h / (W_2 \cdot \rho_2)$. (3.12)

Кількість каналів в одному пакеті визначається:

а) для гріючого середовища $m_1 = f_{п1} / f_o$; (3.13)

б) для середовища, що нагрівається, $m_2 = f_{п2} / f_o$, (3.14)

де f_o - площа поперечного перерізу міжпластинчастого каналу.

Кількість пластин в одному пакеті визначається формулою:

а) для гріючого середовища $n_1 = 2 \cdot m_1$; (3.15)

б) для середовища, що нагрівається, $n_2 = 2 \cdot m_2$. (3.16)

Поверхня теплообміну одного пакету знаходиться:

а) для гріючого середовища $F_{п1} = F_o \cdot n_1$; (3.17)

б) для середовища, що нагрівається, $F_{п2} = F_o \cdot n_2$. (3.18)

Кількість пакетів у апараті визначається формулою:

а) для гріючого середовища $x_1 = F_a / F_{п1}$, (3.19)

б) для середовища, що нагрівається, $x_2 = F_a / F_{n2}$. (3.20)

Кількість пластин в апараті знаходиться по формулі

$$n_a = (F_a + 2F_o) / F_o \quad (3.21)$$

Знаючи кількість пластин у пакетах, виконують компоновку теплообмінника. Якщо фактична кількість каналів (m^*) відрізняється від розрахункової (m), треба визначити:

Значення фактичної площі поперечного перерізу пакетів визначається:

а) для гріючого середовища $f_{n1}^* = m_1^* \cdot f_o$; (3.22)

б) для середовища, що нагрівається, $f_{n2}^* = m_2^* \cdot f_o$ (3.23)

Значення фактичної швидкості середовищ знаходиться:

$$W_1^* = \frac{G_T}{f_{n1}^* \cdot \rho_2}; \quad W_2^* = \frac{G_h}{f_{n2}^* \cdot \rho_2}, \text{ м/с.} \quad (3.24)$$

Якщо значення фактичних швидкостей більше, ніж на 5% відрізняється від відповідних, необхідно виконати перевірку – чи забезпечить обрана поверхня теплообміну передачу необхідної кількості теплоти при фактичних швидкостях середовищ.

Критерій Рейнольдса знайдемо за формулою

$$\mathrm{Re}_1^* = \frac{W_1^* \cdot d_e}{\nu_1}; \quad \mathrm{Re}_2^* = \frac{W_2^* \cdot d_e}{\nu_2}. \quad (3.25)$$

Далі аналогічно попередньому розрахунку обчислюють величини коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі (K^x), поверхні теплообміну (F_a^*). Значення F_a^* не повинне бути більше F_a .

Втрати тиску при різних умовах визначається наступним чином:

а) для гріючого середовища

$$\Delta P_1 = \xi_1 \cdot \frac{L_{пр}}{d_e} \cdot \rho_1 \cdot \frac{(W_1^*)^2}{2} \cdot X_1^* \text{, Па;} \quad (3.26)$$

б) для середовища що нагрівається,

$$\Delta P_2 = \xi_2 \cdot \frac{L_{пр}}{d_e} \cdot \rho_2 \cdot \frac{(W_2^*)^2}{2} \cdot X_2^* \text{, Па,} \quad (3.27)$$

де Lnp - наведена довжина каналу.

Коефіцієнт гідравлічного опору ξ обчислюють за наступною формулою:

$\xi = A/(\mathrm{Re}^*)^{0,25}$ - турбулентний режим $\mathrm{Re}^* \rangle 50$; (3.28)

$\xi = B/\mathrm{Re}^*$ - ламінарний режим $\mathrm{Re}^* \le 50$ (3.29)

Якщо швидкість руху середовища в штуцері теплообмінника більше ніж 0,25 м/с, при обчисленні загального гідравлічного опору апарата ΔP_Σ (або кожного з ступенів) слід врахувати втрати тиску в штуцерах ($\Delta P^{ш}$):

$$\Delta P_{1(2)}^{\Sigma} = \Delta P_{1(2)} + n \cdot \Delta P_{1(2)}^{ш}, \quad (3.30)$$

$$\Delta P^{ш} = \xi_{ш} \cdot \frac{W_{ш1(2)}^2 \cdot \rho}{2} \quad (3.31)$$

де $\xi_{ш}$=2,5 – коефіцієнт гідравлічного опору штуцера;

$W_{ш1} = 4G_T/(\pi d_{ш}^2 \cdot \rho_1)$ - швидкість гідравлічного опору штуцера; (3.32)

$W_{ш2} = 4G_h/(\pi d_{ш}^2 \cdot \rho_2)$ - швидкість у штуцерах середовища, що нагрівається;

n – кількість штуцерів у теплообміннику для кожного середовища

$$n=n_2=2.$$

Якщо розрахований загальний опір руху одного з середовищ суттєво перевищує припустиме значення (для тих випадків, коли воно обумовлене у

вихідних даних на проектування), необхідно розглянути інші конструктивні рішення теплообмінника (наприклад, вибір пластин іншого типорозміру, зміна схеми компоновки пластин та ін.).

3.2. Результати розрахунків

Розрахунок загальних параметрів

1. Температура гарячої води 1 ступеня:

$t^h_{1,}$ ℃ $\tau_{2-}\,\tau_1 = 42 - 12$ 30 ℃;

2. Теплове навантаження 1 ступеня:

Q^h_1, Вт $G^h_{hr}\cdot C\cdot(t^h_1 - t_x) = 45,38\cdot 4187(30-5) = 4750151$ Вт;

3. Теплове навантаження 2 ступеня:

Q^h_2, Вт $Q^h_{hr} - Q^h_1$ 4749849 Вт;

4. Витрати теплоносія на гаряче водопостачання через 2 ступень:

G^w, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ $Q^h_2/[C(\tau_1 - \tau^{II}_2)] = \frac{4749849}{4187\cdot(77-42)}$ 32,41 Кг/с;

5. Розрахункові витрати теплоносія через I ступень та в цілому на ввод:

G^{tot}, кг/с $32,41 + \frac{11,5\cdot 10^6}{4187\cdot(150-70)}$ 66,74 Кг/с;

Розрахунок I ступеня

6. Температура теплоносія на виході з I ступеня:

τ^I_2, ℃ $\tau^I_2 - \frac{Q^h_I}{G^{tot}\cdot C} = 42 - \frac{4750151}{4187\cdot 66,74}$ 25 ℃;

7. Середній логарифмічний температурний напір τ_I, ℃ I ступеня:

$\frac{\Delta t_Б - \Delta t_м}{ln\left(\frac{\Delta t_Б}{\Delta t_м}\right)} = \frac{20-12}{ln\left(\frac{20}{12}\right)}$ 15,66 ℃;

8. Коефіцієнт теплообміну між теплоносієм і пластиною $\propto^I_T$, Вт/(м^2℃):

$\propto^I_T = 10000$ Вт/(м^2℃);

9. Втрати тиску теплоносієм ΔP^I_T, Па: $\Delta P^I_T = 15000$ Па;

10. Коефіцієнт гідравлічного опору ξ_T : $1,5$;

11.Середня температура теплоносія:

$\overline{t_1}$, ℃ $\quad \frac{(t_x+t_I^h)}{2} = \frac{(42+25)}{2} \quad$ 33,5 ℃;

12. Температура стінки пластини:

t_{cm}, ℃ $\quad \frac{(\overline{\tau_2}+\overline{\tau_1})}{2} = \frac{(33,5+17,5)}{2} \quad$ 25,5 ℃;

13. Теплофізичні параметри теплоносія:

- Теплопровідність λ_T^I, Вт/м²℃ 0,625 Вт/м²℃;
- Кінематична в'язкість ν_T^I м²/с $0,83 \cdot 10^{-6}$ $\frac{м^2}{с}$;
- Критерій Прандтля Pr 4,9;

14. Середня температура води що нагрівається t_2, ℃ : $17,5$℃ ;

15.Раціональна швидкість руху теплоносія у каналах:

W_T^I , м/с $\quad 2 \bullet \sqrt[3]{\frac{\alpha_1(\overline{t_1}-\overline{t_{cm}})\Delta P_1}{C_1(t_x-t_I^h)\cdot\rho_1^2\bullet\xi_1}} = \quad$ 0,448 $\frac{м}{с}$;

$$= 2 \bullet \sqrt[3]{\frac{10000(33,5-25,5)15000}{4187(42-25)\cdot 1000000\cdot 1,5}}$$

16.Критерій Рейнольдса для теплоносія:

Re_T^I $\quad \frac{W_T^I \bullet d_e}{\nu_T^I} = \frac{0,448\cdot 0,0095}{0,83\cdot 10^{-6}} \quad$ 5127,71;

17.Критерій Нуссельта для теплоносія:

$Nu_T^I \quad 0,135\left(Re_T^I\right)^{0,75} \bullet Pr_T^{0,43} \bullet (Pr_T / Pr_{CT})^{0,25} \quad$ 152,25;

$$= 0,135(5127,71)^{0,75} \cdot 4,9^{0,43} \cdot 0,78^{0,25}$$

18.Коефіцієнт тепловіддачі:

$\alpha_{T,p}^I$, $\quad \frac{Nu_T^I \cdot \lambda_T^I}{d_e} \quad$ 10016,45 $\frac{Вт}{м^2 \cdot ℃}$;

19.Раціональна швидкість води, що нагрівається:

W_h^I, м/с $\quad 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2(\overline{t_2} - \overline{t_{cm}})\Delta P_2}{C_2(t_x - t_I^h)\cdot \rho_2^2 \cdot \xi_2}} = 0{,}394 \frac{м}{с}$;

$$= 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000(25{,}5 - 17{,}5)15000}{4187(30-5)\cdot 1000000 \cdot 1{,}5}}$$

20.Критерій Рейнольдса:

$$Re_h^I = \frac{W_h^I \cdot d_e}{\nu_h^I} = \frac{0{,}394 \cdot 0{,}0095}{1{,}15 \cdot 10^{-6}} \quad 3402{,}73;$$

21.Критерій Нуссельта для води, що нагрівається:

$$Nu_h^I \quad 0{,}135\left(Re_h^I\right)^{0{,}75} \cdot Pr_h^{0{,}43} \cdot (Pr_h / Pr_{CT})^{0{,}25} \quad 150{,}35;$$

$$= 0{,}135(3402{,}73)^{0{,}75} \cdot 7{,}56^{0{,}43} \cdot 1{,}204^{0{,}25}$$

22.Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$\alpha_{h,p}^I \quad \frac{Nu_h^I \cdot \lambda_h^I}{d_e} = 9258{,}7 \frac{Вт}{м^2 \cdot ℃}$;

23.Коефіцієнт теплопередачі:

$K_I \quad K_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T,p}^I} + r_1 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_{h,p}^I}} = 1426{,}94 \frac{Вт}{м^2 \cdot ℃}$;

$$= \frac{1}{\frac{1}{9258{,}7} + 0{,}00023 + 6{,}3 \cdot 10^{-6} + 0{,}0002 + \frac{1}{10016{,}45}}$$

24.Поверхня теплообміну I ступеня:

F_1, м^2 $\quad \frac{Q_I^h}{(K_I \cdot \Delta t_I)} = \frac{4750151}{1426{,}94 \cdot 15{,}66} \quad 212{,}57$м^2;

25.Площа поперечного перерізу пакета:

1) Для руху теплоносія $f_{n,t}$, м^2 $\quad \frac{G^{tot}}{(W_T^I \cdot \rho)} = \frac{66{,}74}{0{,}448 \cdot 1000} \quad 0{,}149$м^2;

2) Для руху води, що нагрівається $\quad f_{n,h}$, м^2 $\quad \frac{G_{hr}^h}{(W_h^I \cdot \rho)} \quad 0{,}115$м^2;

26.Кількість каналів в одному пакеті:

1) для теплоносія $\quad m_T \quad \frac{f_{n,t}}{f_0} = \frac{0{,}149}{0{,}0024} \quad 62$;

2) для гарячої води $\quad m_h \quad \frac{f_{n,h}}{f_0} = \frac{0{,}115}{0{,}0024} \quad 48$;

27.Кількість пластин у пакеті:

1) Для теплоносія $\quad n_T \quad 2 \cdot m_T = 2 \cdot 62 \quad 124$;

2) Для гарячої води n_h $2 \cdot m_h = 2 \cdot 48$ 96;

28.Поверхня теплообміну одного пакета:

1) Для теплоносія F_T, м^2 $F_0 \bullet n_t = 0,5 \cdot 124$ 62;

2) Для гарячої води F_h, м^2 $F_0 \bullet n_h = 0,5 \cdot 96$ 48;

29.Кількість пакетів на І ступені:

1) Для теплоносія X_T $\frac{F_I}{F_T} = \frac{212,57}{62}$ 3;

2) Для гарячої води X_h $\frac{F_I}{F_h} = \frac{212,57}{48}$ 4;

30.Фактична площа поперечного перерізу пакета:

1) Для теплоносія $f_{T,ф}$ $m_T \bullet f_0 = 62 \cdot 0.0024$ 0,1488м^2;

2) Для гарячої води $f_{h,ф}$ $m_h \bullet f_0 = 48 \cdot 0.0024$ 0,1152м^2;

31.Фактична швидкість:

1) Для теплоносія $W_{T,Ф}$ $\frac{G^{tot}}{(f_{T,ф} \cdot \rho)} = \frac{66,74}{(0,1488 \cdot 1000)}$ 0,448 $\frac{м}{с}$;

2) Для гарячої води $W_{h,Ф}$ $\frac{G^h_{hr}}{(f_{h,ф} \cdot \rho)} = \frac{45,38}{(0,1152 \cdot 1000)}$ 0,394 $\frac{м}{с}$;

32.Коефіцієнт гідравлічного опору:

1) Для руху теплоносія $\xi_{T,ф} = \frac{15}{(Re_T^{0,25})} = \frac{15}{8,46}$ 1,77;

2) Для руху гарячої води $\xi_{h,ф} = \frac{15}{(Re_h^{0,25})} = \frac{15}{7,64}$ 1,96;

33.Втрат тиску:

1) Теплоносія ΔP^I_T, Па $\xi_{T,ф} \bullet \frac{L_{np}}{d_e} \rho \frac{W^2_{tф}}{2} X_{Tф} =$

$= 1,77 \cdot \frac{1}{0.0095} \cdot 1000 \cdot \frac{(0,448)^2}{2} \cdot 4$ 74788,678;

2) Гарячої води ΔP^I_h, Па $\xi_{h,ф} \bullet \frac{L_{np}}{d_e} \rho \frac{W^2_{hф}}{2} X_{hф} =$

$= 1,96 \cdot \frac{1}{0.0095} \cdot 1000 \cdot \frac{(0,394)^2}{2} \cdot 5$ 80069,12;

Розрахунок ІІ ступеня

34.Температура теплоносія на виході з ІІ ступеня:

τ_2^I, ℃ $\quad \tau_2^I - \frac{Q_I^h}{G^w \cdot C} = 77 - \frac{4750151}{4187 \cdot 32,41} \quad$ 42 ℃;

35.Середній логарифмічний температурний напір τ_I, ℃ I ступеня:

$\frac{\Delta t_Б - \Delta t_м}{ln\left(\frac{\Delta t_Б}{\Delta t_м}\right)} = \frac{22-12}{ln\left(\frac{22}{12}\right)}$ 16,5 ℃;

36.Коефіцієнт теплообміну між теплоносієм і пластиною α_T^I, Вт/(м^2℃)

$\alpha_T^I = 10000$ Вт/(м^2℃);

37.Коефіцієнт гідравлічного опору ξ_T: 1, 5;

38.Середня температура теплоносія:

$\overline{t_2}$, ℃ $\quad \frac{(t_x + t_{II}^h)}{2} = \frac{(77+42)}{2} \quad$ 59,5 ℃;

39. Температура стінки пластини:

t_{cm}, ℃ $\quad 0,5 \cdot (\overline{\tau_2} + \overline{\tau_1}) = 0,5 \cdot 85 \quad$ 42,5 ℃;

40. Теплофізичні параметри теплоносія:

- Теплопровідність λ_T^{II}, Вт/м^2℃ 0,659 Вт/м^2℃;
- Кінематична в'язкість ν_T^{II} м$^{2/c}$ 0,479 $\frac{м2}{c}$;
- Критерій Пандаля Pr 3,0;

41.Раціональна швидкість руху теплоносія у каналах:

W_T^{II}, м/с $\quad 2 \bullet \sqrt[3]{\frac{\alpha_1^{II}(\overline{t_1^{II}} - \overline{t_{cm}})\Delta P_1}{C_1(t_x - t_{II}^h) \cdot \rho_1^2 \bullet \xi_1}} = \quad$ 0,359 $\frac{м}{с}$;

$= 2 \bullet \sqrt[3]{\frac{10000(75,25 - 42,5)15000}{4187(77-42) \cdot 1000000 \cdot 1,5}}$

42.Критерій Рейнольдса для теплоносія:

Re_T^{II} $\quad \frac{W_T^{II} \bullet d_e}{\nu_T^{II}} = \frac{0,359 \cdot 0,0095}{0,479 \bullet 10^{-6}} \quad$ 7120;

43.Критерій Нуссельта для теплоносія:

Nu_T^{II} $\quad 0,135\left(Re_T^{II}\right)^{0,75} \bullet Pr_T^{0,43} \bullet (Pr_T^{II} / Pr_{CT})^{0,25} \quad$ 162,23;

$= 0,135(7120)^{0,75} \cdot 3^{0,43} \cdot 0,882^{0,25}$

44.Коефіцієнт тепловіддачі:

$\alpha_{T,p}^{II}$, $\frac{Nu_T^{II}\cdot\lambda_T^{II}}{d_e}$ 11253,64 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{C}}$;

45.Раціональна швидкість води, що нагрівається:

W_h^{II}, м/с $2\cdot\sqrt[3]{\frac{\alpha_2(\overline{t_2}-\overline{t_{cm}})\Delta P_2}{C_2(t_x-t_I^h)\cdot\rho_2^2\cdot\xi_2}}=$ 0,402 $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

$$=2\cdot\sqrt[3]{\frac{10000(51-42,5)15000}{4187(55-30)\cdot1000000\cdot1,5}}$$

46.Критерій Рейнольдса:

Re_h^{II} $\frac{W_h^{II}\cdot d_e}{\nu_h^{II}}=\frac{0,402\cdot0,0095}{0,64\cdot10^{-6}}$ 5976,2;

47.Критерій Нуссельта для води, що нагрівається:

Nu_h^{II} $0,135\left(Re_h^{II}\right)^{0,75}\cdot Pr_h^{0,43}\cdot(Pr_h^{II}/Pr_{CT})^{0,25}=$ 176,2;

$$=0,135(5967,2)^{0,75}\cdot4,1^{0,43}\cdot1,206^{0,25}$$

48.Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$\alpha_{h,p}^{II}$, $\frac{Nu_h^{II}\cdot\lambda_h^{II}}{d_e}$ 11777,57 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{C}}$;

49.Коефіцієнт теплопередачі:

K_{II} $K_{II}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T,p}^{II}}+r_1+\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}+r_2+\frac{1}{\alpha_{h,p}^{II}}}$ 1500,15 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{C}}$;

$$=\frac{1}{\frac{1}{11777,57}+0,00023+6,3\cdot10^{-6}+0,0002+\frac{1}{11253,64}}$$

50.Поверхня теплообміну I ступеня:

F_2, м^2 $\frac{Q_{II}^h}{(K_{II}\cdot\Delta t_{II})}=\frac{4750151}{1500,15\cdot16,5}$ 191,9м^2;

51.Площа поперечного перерізу пакета:

3) Для руху теплоносія $f_{n,t}$, м^2 $\frac{G^\omega}{(W_T^{II}\cdot\rho)}=\frac{32,41}{0,359\cdot1000}$ 0,09м^2;

4) Для руху води, що нагрівається $f_{n,h}$, м^2 $=\frac{G_{hr}^h}{(W_h^{II}\cdot\rho)}$ 0,113м^2;

52.Кількість каналів в одному пакеті:

1) для теплоносія m_T $\frac{f_{n,t}}{f_0}=\frac{0,09}{0,0024}$ 37,5;

2) для гарячої води m_h $\frac{f_{n,h}}{f_0}=\frac{0,113}{0,0024}$ 47,08;

53.Кількість пластин у пакеті:

1) Для теплоносія n_T $2 \cdot m_T = 2 \cdot 37,5$ 75;

2) Для гарячої води n_h $2 \cdot m_h = 2 \cdot 47,08$ 94;

54.Поверхня теплообміну одного пакета:

1) Для теплоносія F_T, м^2 $F_0 \bullet n_t = 0,5 \cdot 76$ 37,5;

2) Для гарячої води F_h, м^2 $F_0 \bullet n_h = 0,5 \cdot 94$ 47;

55.Кількість пакетів на I ступені:

1) Для теплоносія X_T $\frac{F_{II}}{F_T} = \frac{191,9}{37,5}$ 5,12;

2) Для гарячої води X_h $\frac{F_{II}}{F_h} = \frac{191,9}{47,08}$ 4,07;

56.Фактична площа поперечного перерізу пакета:

1) Для теплоносія $f_{T,ф}$ $m_T \bullet f_0 = 37,5 \cdot 0,0024$ 0,09м^2;

2) Для гарячої води $f_{h,ф}$ $m_h \bullet f_0 = 47,08 \cdot 0,0024$ 0,113м^2;

57.Фактична швидкість:

1) Для теплоносія $W_{T,Ф}$ $\frac{G^w}{(f_{T,ф} \cdot \rho)} = \frac{32,41}{(0,09 \cdot 1000)}$ 0,36 $\frac{м}{с}$;

2) Для гарячої води $W_{h,Ф}$ $\frac{G^h_{hr}}{(f_{h,ф} \cdot \rho)} = \frac{45,38}{(0,113 \cdot 1000)}$ 0,402 $\frac{м}{с}$;

58.Коефіцієнт гідравлічного опору:

1) Для руху теплоносія $\xi_{T,ф}$ $\frac{15}{(Re_T^{0,25})} = \frac{15}{9,1856}$ 1,633;

2) Для руху гарячої води $\xi_{h,ф}$ $\frac{15}{(Re_h^{0,25})} = \frac{15}{8,789}$ 1,706;

59.Втрат тиску:

1) Теплоносія ΔP_T^{II}, Па $\xi_{T,ф} \bullet \frac{L_{пр}}{d_e} \rho \frac{W_{hф}^2}{2} X_{Tф} =$

$= 1,633 \cdot \frac{1}{0.0095} \cdot 1000 \cdot \frac{(0,359)^2}{2} \cdot 5$ 55384,396;

2) Гарячої води ΔP_h^{II}, Па $\xi_{h,ф} \bullet \frac{L_{пр}}{d_e} \rho \frac{W_{hф}^2}{2} X_{hф} =$

$= 1,706 \cdot \frac{1}{0.0095} \cdot 1000 \cdot \frac{(0,402)^2}{2} \cdot 4$ 58041,375;

Таблиця 3.1

Порівняння варіантів виконання водопідігрівної установки

t_1^h	15	20	25	30	35
F_1	63,4	101	124,15	212,6	302,2
F_2	207,5	201,5	196,12	192	191,6
F_1+F_2	270	302,5	320,27	404,6	493,8
ΔP_T, *Па*	100000	100000	112778,5	130173	112573,7
ΔP_h, Па	100000	100000	121463,5	138110,5	141174
K_I	1430	1430	1488,7	1427	1443
K_{II}	1500	1500	1498,2	1500	1514
G_{II}	52,85	46,36	39,9	33,4	26,86
G^{tot}	86,19	79,7	73,23	66,74	60,2

Таблиця 3.2

Схема компоновки пластин

t_1^h	I ступінь	II ступінь
25	$\frac{60+60}{40+40+40}$	$\frac{40+40+40+40+40}{50+50+50+50}$

30	$\frac{60+60+60+60}{48+48+48+48+48}$	$\frac{38+38+38+38+38}{48+47+47+48}$
35	$\frac{60+60+60+60+60}{50+50+50+50+50+50}$	$\frac{30+30+30+30+30+30}{45+45+45+45}$

Техніко-економічне порівняння варіантів виконання водопідігрівної установки

Витрати були розраховані за формулою: $З=С+Е \cdot К$, де $С$ - експлуатаційні витрати ($С = N^{річ} \cdot Се$) ; $К$ - капіталовкладення;

$N^{річ}$ - річні витрати електроенергії для роботи насосів кВт/годину;

$Се$ - тариф на електроенергію (приблизно 1,68 гривень/кВт.годину)

$N^{річ} = N \cdot T$. $N = \frac{G^{tot} \cdot Нн \cdot g}{(1000 \cdot Zн)}$, кВт.

$Нн$ - тиск води на виході з насосу $= \Delta P_T + Нзв$; $Нзв = 40м$;

$g = 9{,}8\ \frac{м}{с^2}$ - прискорення вільного падіння; $Zн = 0{,}6$ коефіцієнт корисної дії насосу;

$T = 350 \cdot 24$ - тривалість роботи; E = 0,15 - коефіцієнт ефективності капіталовкладень

Результати розрахунків наведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3

Техніко-економічне порівняння варіантів

t_1^h	15	20	25	30	35

N	70,3	65,09	61,36	57,78	54,33
$N^{\text{річ}}$	591263	546742	515424	485352	456372
C	993320	918527	865913	815392	766705
K	702000	786500	832702	1051960	1283880
$З$	1098620	1036500	990819	973186	959287

Висновки

1. Здійснено конструктивний розрахунок пластинчастих теплообмінних апаратів для підігрівної установки гарячого водопостачання мікрорайону. Визначено схему компоновки теплообмінних апаратів.
2. Проаналізовано вплив температури нагріву водопровідної води на першому ступеню підігрівної установки на площу поверхні теплопередачі і витрати нагрівного теплоносія.
3. На підставі техніко-економічного порівняння варіантів виконання підігрівної установки визначено раціональне значення температури нагріву водопровідної води на першому ступеню. Для умов існуючих цін вказана температура становить 35 ℃.

Список використаних джерел

1. Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. М.: Энаргия, 1979, - 360с.

2. Энергосбережнние в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: справ. пособие / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.: Под общ. ред. Л.Д. Богуславского. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.

3. Повышение эффективности работы теплових пунктов/ Н.М. Зингер, В.Г. Бестолченко, А.А. Жидков/. М.: Строиздат, 1990. – 185с.

4. Теплоснабжение [Текст]: Учебник / под общ. ред. А.А. Ионина. – М.: Стойиздат, 1973. – 396 с.

5. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теплопостачання та гаряче водопостачання», «Теплотехніка» (для студентів 2, 3 курсів спеціальності 7.092115 – «Технічне обслуговування ремонт та реконструкція будівель»). Уклад. Алексахін О.О., Маляренко В.А. – Харків: ХДАМГ, 1999.-34С.

6. Алексахін О.О., Теплові розрахунки мікрорайонних систем теплопостачання.

/ О.О. Алексахін; -Х, ХНАМГ, 2010. - 138 с.

7. Зингер Н. М. Пластинчатые теплообменники в системах теплоснабжения. / Н. М. Зингер, А. М. Тарадай, Л. С. Бармина. - М.; Энергоатомиздат, 1995. - 271с.