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

«Порівняння ефективності використання центральних і індивідуальних теплових пунктів для потреб гарячого водопостачання житлового мікрорайону»

Виконав: студент 4 курсу, групи НФ-42
Новіков Владислав Володимирович
Спеціальність:
«Прикладна фізика та наноматеріали»
Керівник: к.т.н., доц.Алексахін О.О.

Рецензент:

Харків – 2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна

Факультет фізико-енергетичний
Кафедра теплофізики молекулярної фізики та енергоефективності
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) «бакалавр»
Напрям підготовки 6.040204 прикладна фізика
Спеціальність теплофізика і молекулярна фізика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Ю.М. Мацевитий**

підпис ініціали, прізвище

"____" _____20___року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Новіков Владислав Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема роботи Порівняння ефективності використання центральних і індивідуальних теплових пунктів для потреб гарячого водопостачання житлового мікрорайону.

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 15.06.2020

3. Перелік питань, які потрібно розробити

Схеми теплопостачання житлового мікрорайону. Обчислення площі поверхні теплопостачання та інших параметрів підіг

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Загальна характеристика систем централізованого теплопостачання міст
2	Обчислення параметрів основного обладнання центрального теплового пункту мікрорайону.
3	Обчислення параметрів основного обладнання індивідуальних теплових пунктів будівель.
4	Техніко-економічне порівняння варіантів теплопостачання мікрорайону
5	Оформлення пояснювальної записки

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ _____

підпис ініціали, прізвище

Керівник роботи _____ _____

підпис ініціали, прізвище

Реферат

Новіков Владислав Володимирович «Порівняння ефективності використання центральних і індивідуальних теплових пунктів для потреб гарячого водопостачання житлового мікрорайону» (випускна робота «бакалавр»). – Харків: ХНУ імені В.Н. Каразіна, 2020. -47с

Робота складається з вступу, п’яти розділів, висновків; містить 5 рисунків, 7 таблиць, список використаних джерел з 14 найменувань.

Здійснено тепловий гідравлічний розрахунок теплообмінних апаратів підігрівної установки гарячого водопостачання житлового мікрорайону у м.Харьків. Обчислено площу поверхні теплопередачі для централізованої установки, яка дорівнюють 346 $м^2$.

Для порівняння ефективності переходу до використання індивідуальних теплових пунктів, здійснено гідравлічні та теплові розрахунки підігрівників гарячої води. Обчислено площу поверхні теплопередачі підігрівників гарячого водопостачання для кожної з будівель мікрорайону.

Ключові слова: централізоване теплопостачання, система опалення, система гарячого водопостачання, пластинчасті теплообмінні апарати, індивідуальні теплові пункти, центральні теплові пункти.

- **Abstract**

Novikov Vladislav Vladimirovich "Comparison of heat supply efficiency of the residential district of Kharkiv" (final work "bachelor"). - Kharkiv: KhNU named after VN Karazin, 2020.

The work consists of an introduction, five sections, Conclusions; contains 5 figures, 7 tables, a list of sources used with 14 items.

Thermal hydraulic calculation of heat exchangers of the hot water supply installation of the residential district in Kharkiv was carried out. The heat transfer surface area for the centralized installation, which is equal to 346 m ^ 2, is calculated.

To compare the efficiency of the transition to the use of individual heating points, hydraulic and thermal calculations of hot water heaters were performed. The heat transfer surface area of hot water heaters for each of the buildings of the neighborhood is calculated.

Key words: district heating, heating system, hot water supply system, plate heat exchangers, individual heating points, central heating points.

Зміст

Вступ……...7

1. Структура системи централізованого теплопостачання міста……..8
2. Приєднання споживачів до теплових мереж. Теплові пункти…….10

2.1 Установка індивідуальних теплових пунктів…….16

2.2 Основне обладнання індивідуальних теплових пунктів……18

3. Методика теплового і гідравлічного розрахунків пластинчатого теплообмінника……...24
4. Результати обчислення площі теплопередачі і втрат тиску теплообмінників……..31

4.1. Обчислення параметрів підігрівної установки для централізованого гарячого водопостачання мікрорайону……...33

4.2. Обчислення параметрів підігрівних установок для індивідуальних теплових пуктів будівель ……...39

5. Висновки…….47
6. Список використаних джерел……48

Вступ

Житлово-комунальний комплекс України є першим - за кількістю споживаного тепла, також крім цього він займає третє місце за кількістю споживаної електроенергії. Протягом трьох років (1997-2000) підприємства, що займалися житлово-комунальним господарством за рік споживали від 9,6 до 12,3 млрд.мі, також крім цього, підприємства комунальної енергетики споживали від 8,2 - 9,0 млрд. мі, Ці дані показують що споживання природного газу і електроенергії становить відповідно 10-12 і 5-6% від загального споживання. За цей же період часу виробництво теплової енергії скоротилося на 25% і тепер дорівнює близько 70 млн. Гкал на рік.

Споживання паливно-енергетичних ресурсів на душу населення становить 4600 кг нафтового еквівалента (КНЕ), за що Україна отримує всього 2500 доларів США ВВП. Для порівняння наведемо приклад: у Франції яка по кількістю населення і своєї території схожа на Україну, становлять 3845кне і 21113 доларів США. 1740кне / 1000 доларів США саме ці цифри є показником енергоємності ВВП України, що показує що в Україні енергоємність в 10 разів вище ніж у Франції у якій ці показники дорівнюють 182 КНЕ / 1000 доларів США. Споживання паливно-енергетичних ресурсів на одиницю виробленого ВВП в Україні в динний момент в 2.5 -9.5 разів перевищує аналогічні показники розвинутих країн.

На даний момент актуальним завданням для житлово-комунального сектора господарства і будівельної галузі є впровадження заходів для енергозбереження.[1,2] У деякому роді заходи для збереження енергії в системах опалення, вентиляції та кондиціонування можна виділити на чотири групи:

- організація обліку і контролю за використанням енергоносіїв;
- об'ємно-планувальні, будівельно-конструктивні методи для збереження енергії;
- збереження енергії шляхом удосконалення систем і їх елементів;

• збереження енергії утилізацією природного холоду і тепла, використання вторинних теплоносіїв.

Застосування всіх пунктів збереження енергії, які були перераховані вище, в житлово-комунальному господарстві потребують виконання завдань, які пов'язані з розрахунком і оптимізацією теплових і вологісних режимів функціонування об'єктів систем. Це можливо однак тільки при широкому використанні всіх перерахованих вище пропозицій технічної теплофізики на всіх етапах теплового проектування та теплофізичного розрахунку систем виробництва і споживання теплової енергії.

Важливими чинниками. які демонструватимуть енергоефективність житлово-комунального господарства, є коефіцієнт корисної дії енергогенеруючих установок комунальної енергетики, стан існуючих будівельних конструкцій. Крім цього не достатньо існує систем, які регулювали б енергопостачання, і індивідуальних методів обліку.[2]

1.Структура системи централізованого теплопостачання міста

Система теплопостачання міста є соціально-економічним і складним технологічним комплексом, який повинен забезпечувати життєздатність великої кількості споживачів теплової енергії, яка використовується для створення комфортних параметрів внутрішнього повітря в приміщенні, дозволяє використовувати гарячу воду для потреб споживачів і крім цього може використовуватися на підприємствах в технологічних процесах. Щоб оцінити рівень функціонування системи теплопостачання беруть до уваги п'ять чинників: енергоефективність, надійність, вартість послуг та екологію теплопостачання. Енергоефектівность теплопостачання залежить від багатьох заходів які проводяться в місті, ці заходи спрямовані на забезпечення організації та реалізації процесу теплопостачання під час якого знаходиться вигідне співвідношення показників матеріальних витрат для отримання теплової енергії та використання вигідного економічного ефекту.

Роблячи висновок з вище названих пунктів головна мета якою ставить комплексне підвищення ефективності тепло забезпечення міста є оптимальний спосіб якісного, надійного і що не менш важливе мінімізація негативного впливу на навколишнє середовище.

Завдяки оптимізації теплопостачання за допомогою умов існуючих завдяки централізованому виробництву, транспортуванню і розподілу тепло-енергії забезпечує найвигіднішу організацію режимів роботи складових систем тепло забезпечення якими є таки компоненти як: джерела тепла, теплові мережі і системи завдання яких використання теплоти у споживачів.

Застосовуючи системи тепло забезпечення на практиці можна побачити, що великі системи не можна з повною надійністю експлуатувати. Для створення надійної експлуатації необхідно створити проміжні ступені для управління між джерелами тепла і споживачем. Для цього були створені групові тепло підстанції, які призначені для приготування води потрібну для споживання гарячого водопостачання, розподілу теплоносіїв. Розподіл відбувається за рахунок видів навантаження, регулювання гідравлічних і теплових режимів в мікрорайонних тепло-мережах. [3]

Напрямок розвитку системи централізованого теплопостачання полягає в створенні теплових підстанцій великої потужності. Якщо вірити даним то в м.Харкові приблизно 70% навантаження житлово-комунального сектора обслуговується 120 теплових підстанцій потужність яких становить 10-70МВт.

Структура систем теплопостачання від ТЕЦ і великих котелень можна характеризувати завдяки наявності центральних, мікрорайонних, квартальних і індивідуальних теплових пунктів. Центральні теплові пункти мають водонагрівні установки для гарячого водопостачання, обладнання для під'єднання до системи опалення мікрорайону, контрольно-виміряють обладнання. В основному застосовують двоступеневі схеми для приєднання до теплообмінних апаратів. Даний метод виник через бажання додаткового використання теплоти. Дана теплота є в теплоносіях зворотного трубопроводу, які встановлені в опалювальних мережах. Завдяки цій методиці можна

забезпечити зменшення загальних витрат гріючого теплоносія через пункти подачі тепла крім цього зменшує кількість витрат електроенергії для приводу насосів.[3,4]

У Харкові склалася наступна система теплопостачання:

- централізоване тепло розподілення від ТЕЦ і районних котелень через центральні теплові пункти (ЦТП);
- централізоване тепло розподілня від ТЕЦ і районних котелень шляхом безпосереднього підключення споживачів до магістральних теплових мереж;
- теплопостачання від квартальних і індивідуальних опалювальних котелень.

Потреба м.Харкова становить:

- в тепловій енергії - 8,3 млн. Гкал на рік;
- в електричній енергії - 2950 млн квт * год на рік.

Щорічна витрата палива на ці потреби складає 2182 тис. Т. У.п. (Дані з урахуванням витрат Зміївської ГРЕС на відпущену електроенергію), в тому числі:

- газоподібне паливо (природний газ) - 1718 млн. М3;
- рідке паливо (мазут) - 11,7 тис. Тонн;
- тверде паливо (вугілля) - 465 тис. Тонн.

Споживачами теплової енергії в м Харкові є:

- промислові підприємства (15%);
- адміністративні, громадські та інші будівлі (18%);
- житлові будівлі (67%).

2.Приєднання споживачів до теплових мереж. Теплові пункти

Тепловий пункт це комплекс інженерного обладнання мета якого зв'язати теплові мережі зі споживачем, крім цього його призначенням є прийняття, підготовка, розподіл, регулювання і облік теплоносіїв.

Існує два типи теплових пунктів: індивідуальні (ІТП) і центральні (ЦТП). ІТП встановлюють в будівлі для якого цей пункт призначений і в якому

розміщені споживачі тепла такі як гаряче водопостачання, система опалення кондиціонування повітря. ЦТП розміщуються в окремій будівлі і призначений для в окремій будівлі і його завдання полягає в обслуговуванні груп будинків, наприклад мікрорайон або квартал. Центральні теплові пункти можна розділити на три види за їх характером а саме такі як:

1. Для системи гарячого водопостачання тобто підготовки води з температурою не нижче 55°С;
2. Для систем опалення що є підготовкою теплоносіїв з температурою 95-105°С;
3. Для підготовки теплоносія для системи опалення та підготовки води для водопостачання.[4]

У закритих системах теплопостачання використовуються теплообмінні апарати, їх використовують для з'єднання трубопроводу гарячого водопостачання з тепловими мережами. Існує пароводяні теплообмінники для парових мереж і водоводянних для водяних мереж. У таких апаратах відбувається нагрівання холодної води завдяки теплопередачі від гріючого теплоносія. Теплообмінники можуть бути встановлені або в індивідуальних теплових пунктах, через який відбувається випуск нагрітої води в систему окремої будівлі або може бути встановлений в груповому тепловому пункті, котрий випускає гарячу воду для системи в системі декількох будинків.

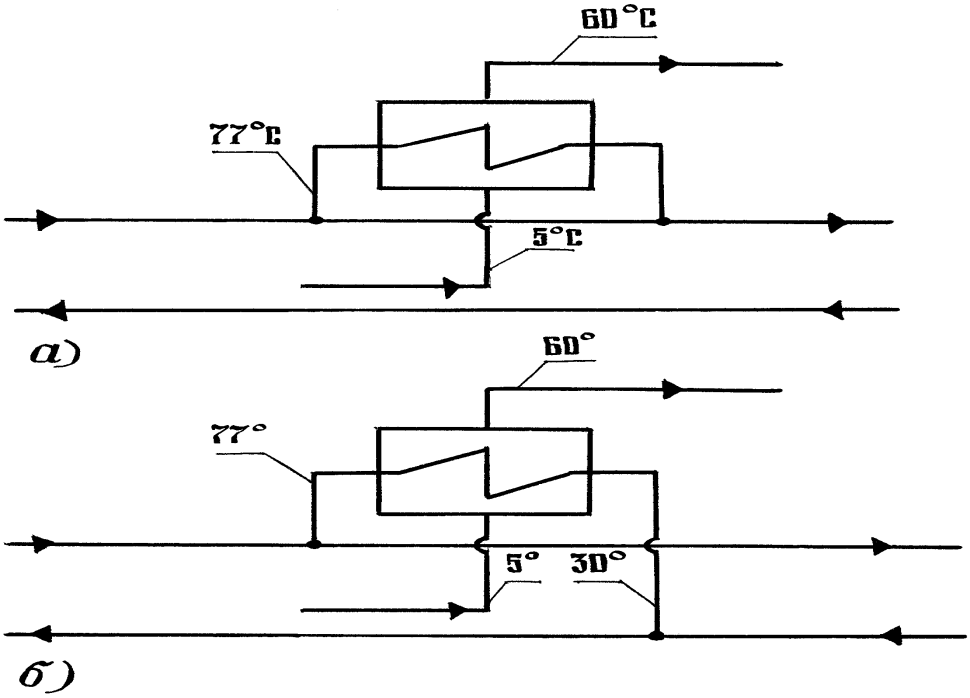


Рис. 2.0 - Одноступінчасті схеми приєднання водопідігрівників до закритих теплових мереж: а - паралельна; б — передвключена.

Вибір схеми приєднання водонагрівачів гарячого водопостачання перебуває знаходиться завдяки співвідношенню величини максимальних теплових потоків на гаряче водопостачання і опалення:

$$\beta = \frac{Q_{h,max}}{Q_{o,max}}$$

На малюнку 2.0 зображена одноступенева схема приєднання. Якщо втрати теплоти на гаряче водопостачання значно перевищує втрати теплоти на опалення рекомендовано використовувати паралельні схеми.

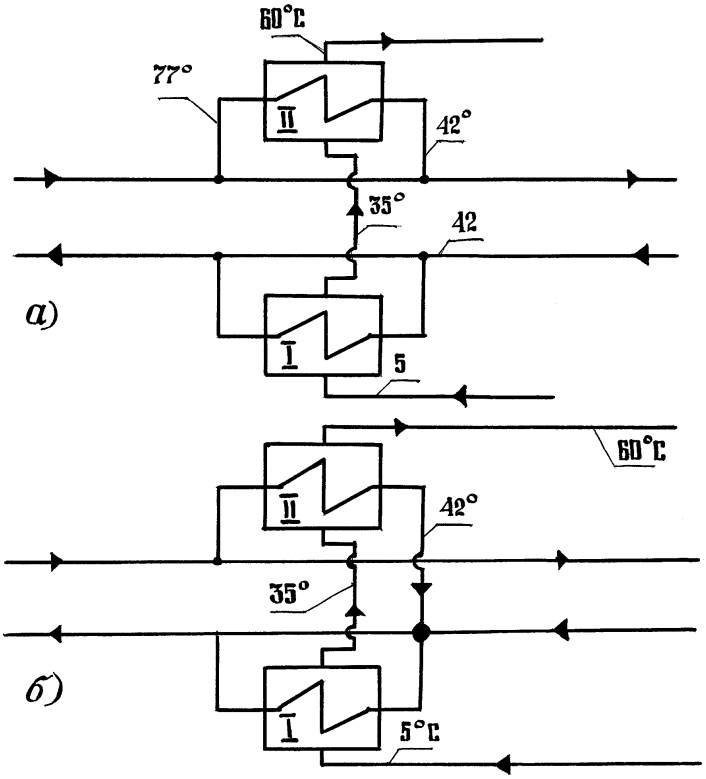


Рис. 2.1 - Двоступінчасті схеми приєднання водопідігрівників до закритих теплових мереж: а- послідовна; б- змішана.

Бувають випадки, коли в порівнянні з тепловими навантаженнями, навантаження на систему гарячого водопостачання незначна ($\beta < 0{,}1$), в такому випадку використовують передвключену систему приєднання.

На малюнку 2.1 показана двоступенева схема приєднання, яку застосовують для приготування гарячої води, її місце знаходиться в зворотних трубопроводах систем опалення. У міських системах при такому використанні теплоти, знижує витрати теплоносія і через це зменшення металоємності зовнішніх теплових мереж.

Коли співвідношення напруг дорівнює необхідно використовувати двоступеневу послідовну схему. Коли в теплообмінному апараті першого ступеня для водогрійних установки застосовується двоступенева схема, холодна вода нагрівається до температури 22-35оС. Щоб нагріти цю воду до температури 55-60оС (дана температура є необхідною якщо слідувати за нормативними

матеріалами) потрібно застосовувати теплообмінний апарат більш високого ступеня.

Коли значення найбільш економічної є двоступенева схема. Відмінність від попередньої є те що при такій схемі холодна вода на першому місці підігрівається за допомогою води з зворотного трубопроводу системи опалення, яка змішується з мережною водою, мережева вода охолоджена на другого ступеня водоподогревающей установки. Теплообмінники першого ступеня зазвичай працює без регулювання а обчислення теплових навантажень відбувається за допомогою втрат холодної води, крім цього увага приділяється втрат гріючої води і її початковою температурою. Регулювання продуктивності тепла другого ступеня регулюють завдяки автоматичності регуляторів, завдяки яким температура гарячої води на виході знаходиться на потрібному рівні.

На теплових пунктах встановлюють теплообмінні апарати які забезпечую роботу гарячого водопостачання. Також встановлюють циркулюючі насоси, вентилі і пробкові крани.

Можуть бути випадки коли тиск води на вході в мікрорайоні недостатній, для цього встановлюють підвищують насоси які і забезпечують надійне водопостачання. Так само ці насоси обслуговують як холодну так і гаряче водопостачання. Установка такої загальної установки спрощує їх експлуатацію, зменшує кількість насосів і управляти стає значно легше. Конструкція підвищує установки складається з групи насосів, їх установка відбувається слідуючи послідовної або паралельної схемами. Послідовне з'єднання в таких установках більш економічне, так як кількість насосів дозволяє змінювати напір води. Так само перевагою послідовного з'єднання можна назвати можливість установки низько-шумно насосів, і застосування будь-якої кількості насосів при спільно роботі.

Установка регуляторів температури в схемах теплових пунктів (рic2.2) потрібна для автоматичної підтримки температури на встановлених рівнях гарячої води. Такі регулятори бувають гідравлічними і електронними.

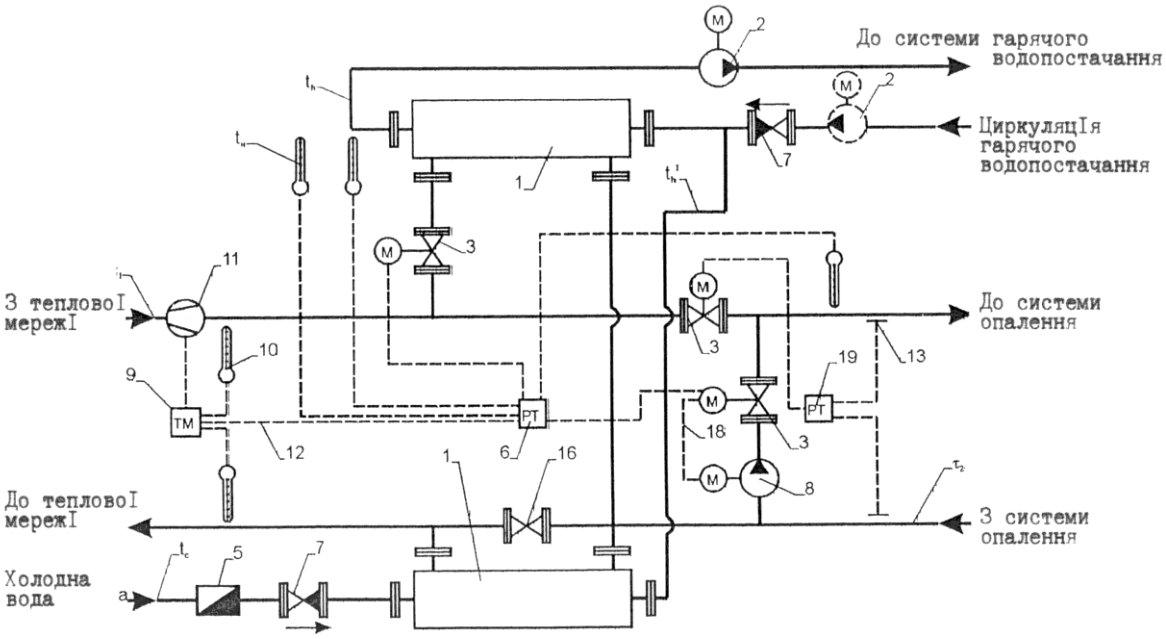


Рис. 1.2 - Принципова схема центрального теплового пункту з двоступінчастим приєднанням водопідігрівників гарячого водопостачання (ГВ): 1 – підігрівник ГВ; 2 – циркуляційний насос ГВ; 3 – регулюючий клапан з електроприводом; 4 – регулятор перепаду тиску; 5 – водомір холодної води; 6 – регулятор споживання 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.

Постійний тиск у зворотному трубопроводі опалювальної системи забезпечуется завдяки засобам автоматизації теплових пунктів, які працюють за допомогою регулятора тиску.

Для обліку споживання теплової енергії на теплових пунктах встановлюють лічильники теплової енергії. [5]

2.1. Установка індивідуальних теплових пунктів

Установка в кожному будинку індивідуальних теплових пунктів (ІТП) буде рішенням існуючих проблем. Так само ці можна встановити не тільки в кожному будинку а у кожного споживача тепла.

Складові цієї системи є розбірних пластинчастих теплообмінників, регулюючої арматури, циркуляційні насоси, теплоносіїв, приладів обліку води та місцем їх установки є підвальні приміщення будинків. В системі індивідуальних теплових пунктах обов'язкова наявність 2-х незалежних контурів - внутрішнього контуру для опалення будівлі і зовнішнього контуру котельні. У споживача встановлено 2 групи циркуляційних насосів і 2 групи підігрівачів призначення яких забезпечення опалення та гарячого водопостачання. ІТП працюють в автоматичному режимі стежачи за температурою зовнішнього повітря. Сигнал від датчика температур надходить на пульт управління повідомляючи про температуру зовнішнього повітря; в приміщенні потрібна температура встановлюється за згодою споживача, встановлюється оператором. Грунтуючись на всіх цих даних автоматично встановлюється і коригується температура внутрішнього контуру теплоносія опалювального будівлі. Роботу ІТП в економічному режимі забезпечує система автоматизації.

Отже, установка ІТП дає наступні переваги:

- чотирьохтрубна система замінюється двотрубною, при цьому достатньо замінити розподільні трубопроводи опалювального контуру з наявним діаметром. Розподільні трубопроводи подачі і рециркуляції гарячої води від ЦТП до споживачів при цьому можуть бути демонтовані;

- регулювання споживачем температури води в системі опалювання залежно від параметрів самої споруди і температури зовнішнього повітря дає економію тепла (не тільки в перехідну пору року і при будь-якій схемі підключення);

- облік тепла ведеться безпосередньо у кожного споживача, він є точним і справедливим; в розрахунок не входять теплові втрати до точки передачі тепла

на введенні в опалювальний об'єкт; при не оплаті споживачем за тепло є можливість його ІТП відключити від мережі централізованого теплопостачання;

- не потрібна установка дросельних шайб, кожен ІТП забезпечений автоматичними регуляторами температури, які не дозволять перегріти будівлю споживача і гарячу воду у будь-який час року;

- ІТП можуть належати власникам опалювальних об'єктів. Тоді ІТП періодично -один-два рази на рік - обслуговуються за дорученням власників спеціалізованими фірмами, що дає можливість теплопостачальнику, концентрувати свої фінансові і організаційні сили на генерацію і розподіл тепла.

Вимоги до сучасних ІТП

Для широкого впровадження ІТП мають характеризуватися наступними особливостями :

- доступністю в ціні;

- простотою в конструкції - для забезпечення високої надійності тепло- і водопостачання без необхідності частого обслуговування;

- можливістю роботи без допоміжної електроенергії (при залежній схемі підключення);

- типорядностю - для легкого вибору комплектації і визначення кінцевої ціни;

- різними модифікаціями - для обліку місцевих умов і вимог;

- великою компактністю і міцним корпусом, що надійно закривається, для установки, наприклад, в підвальних приміщеннях, що раніше використовувалися для елеваторних вузлів;

- малою вагою - для установки без допоміжних пристосувань;

- повною заводською готовністю - для скорочення термінів збірки і установки на місці, для можливості приймання продукції замовником на складі і безпосереднього проведення оплати постачання.[6]

2.2. Основне обладнання індивідуальних теплових пунктів

Комплекс інженерного обладнання, який зв’ язує теплові мережі із споживачем теплоти, реалізуючи одну з можливих схем приєднання, називають тепловим пунктом. Теплові пункти бувають індивідуальні (ІТП) і центральні (ЦТП). Індивідуальні пункти влаштовують безпосередньо в будівлі, де розміщені споживачі теплоти. ЦТП розміщують в окремій будівлі для обслуговування групи будинків. Вони можуть бути призначеними як для підготовки гарячої води для господарсько-побутових потреб або підготовки теплоносія з необ-хідними параметрами для опалення, так і для забезпечення одразу роботи систем гарячого водопостачання й опалення приєднаних будівель. Перехід до використання центральних теплових пунктів (інша назва – теплорозподільча станція) при теплозабезпеченні мікрорайонів має і переваги і недоліки. 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 квартальних теплових мереж не тільки збільшила їх вартість, але і значно ускладнила їх експлуатацію. Перевагами схем з ЦТП вважають 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;

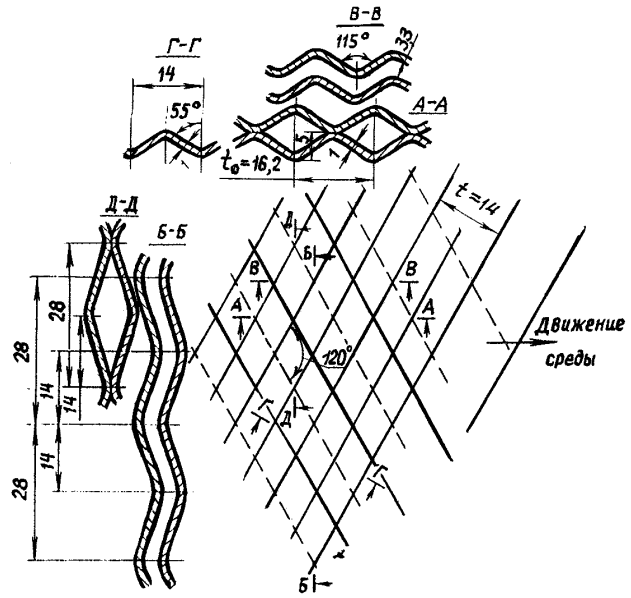
• зменшення кількості автоматичних приладів і насосних установок для створення циркуляції в системах гарячого водопостачання;

• скорочення численності обслуги і кращі умови для впровадження дистанційного управління відпуском теплоти.

Названі переваги такої організації систем теплозабезпечення обумовили той факт, що розвиток централізованого теплопостачання великих міст відбувається

шляхом концентрації потужностей одиничних теплових підстанцій. Так, за даними, у м. Києві в експлуатації знаходилось понад 1700 теплових підстанцій тепловою потужністю по 2-12 МВт. У м. Харкові від 220 теплорозподільчих станцій потужністю по 10-70 МВт здійснюється відпуск більше 70% всього теплового навантаження житлово-комунального сектора міста загальною потужністю понад 3200 МВт.[7]

Для здійснення більш точного відпуску теплоти у місцеві системи опалення у мікрорайонних системах крім центрального теплового пункту, на якому відбувається попереднє зниження температури теплоносія перед подачею його у мікрорайонну опалювальну мережу, у кожному будинку влаштовують індивідуальний тепловий пункт. Це дозволяє при остаточному доведенні температури теплоносія до необхідного рівня деякою мірою врахувати особливості теплоспоживання окремої споруди. Залежно від гідравлічних характеристик теплових мереж і параметрів внутрішньої системи опалення на індивідуальному тепловому пункті може бути реалізована одна з наведених раніше схем приєднання. Однак, завдяки меншим вартісним показникам, простоті в експлуатації широкого застосування для улаштування індивідуальних теплових пунктів житлових будинків набули схеми з водоструминними елеваторами.



речовини

рух

Рис. 2.1 - Переріз міжпластинного каналу

Пластинчасті теплообмінні апарати збирають з металевих гофрованих пластин, з'єднаних у спільний пакет. Між кожною парою сусідніх пластин утворюється щілинний канал складної форми (рис. 2.1), по якому рухається речовина. Канали для гріючої і холодної речовини чергуються між собою, утворюючи систему паралельних каналів, в яких пластина з одного боку омивається гріючою речовиною, з іншого - холодною. Таким чином, процес теплопередачі відбувається через стінку пластини. Завдяки гофрованій поверхні пластин речовина при русі в утвореному щілинному каналі здійснює складний хвилястий рух, при якому відбувається турбулізація потоку. Якщо порівнювати рух речовини в каналі пластинчастого теплообмінника і у гладкій круглій трубі трубного пучка кожухотрубчастого апарата, однаковий рівень турбулізації в першому випадку досягається при суттєво меншій швидкості речовини. Підвищена турбулізація забезпечує зростання коефіцієнтів теплообміну між речовиною і стінкою каналу, а отже, і збільшення коефіцієнтів теплопередачі. 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. Такий показник, як площа для монтажу теплообмінного апарата, для пластинчастих теплообмінників приблизно в 3 рази менше, ніж для горизонтальних кожухотрубчастих водоводяних підігрівників /І6, 17/. Крім цих основних переваг, пластинчасті апарати мають майже вдвічі більший термін експлуатації та подовжені міжремонтні терміни. Підвищена турбулізація потоку знижує також інтенсивність утворення шару відкладень на поверхні пластин.[7,8]

Для виготовлення пластинчастих апаратів використовують металевіі пластини (частіше - з нержавіючої сталі марок ХІ8НІОТ, ХІ7НІЗМ2Т та ін.) з теплообмінною поверхнею від 0,05 м^2 до 1 -м^2. Характеристики деяких пластин наведені в табл. 2.1.[9,10]

Таблиця 2.1 - 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 ка налу, м^2	0,0011	0,0024	0,002	0,0026	0,003	0,0064	0,00376

Продовження табл. 2.1

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, напіврозбірні, нерозбірні.

Таблиця 2.2 - 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

Продовження табл. 2.2

- 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, ^0C	10 до +100	20 до +100	20 до +100					

Таблиця 2.3 – Габаритні розміри теплообмінників з пластинами РО,3 /11/

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

Продовження табл. 2.3

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

3.Методика теплового і гідравлічного розрахунків пластинчатого теплообмінника

Метою розрахунку теплообмінного апарата – є визначення площі поверхні теплообміну (кількість пластин), схеми компоновки каналів, розмірів апарата, гідравлічного опору та витрат енергії на транспортування через апарат речовин, що обмінюються теплом. Існує декілька методик розрахунку пластинчастих теплообмінників. Розглянута нижче методика наведена за [20]. Спочатку обирають тип пластин. Розрахунок ведуть у такій послідовності:

Раціональна швидкість гріючого середовища у каналах:

$$W_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1(\bar{t}_1 - \bar{t}_{cm})\Delta P_1}{C_1(t_1^{`} - t_2^{"}) \cdot \rho_1^2 \cdot \xi_1}}, \text{ м/с,} \qquad (3.1)$$

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

Для визначення швидкості за формулою необхідно спершу 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 для гріючого середовища:

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

де d_e - еквівалентний діаметр канала (обирається для прийнятого типорозміру пластини за табл.3);

ν_1 - коефіцієнт кінематичної вязкості гріючого середовища.

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

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

Коефіцієнт $C_Т$, $C_Л$ і показник ступеня n обирають згідно з табл.4. Критерій Прандтля Pr обирають для температури $\overline{t_1}$, Pr_{cm} (критерій Прандтля при температурі стінки канала) – для t_{cm} [20].

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючого середовища до стінки канала

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

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

Раціональна швидкість середовища, що нагрівається,

$$W_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2 \cdot (\overline{t_{cm}} - \overline{t_2})\Delta P_2}{C_2 \cdot (t_2'' - t_2')\rho_2^2 \xi_2}}, \text{ м/с} \quad (3.6)$$

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

Критерій Рейнольдса для середовища, що гріється

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

де ν_2 – коефіцієнт кінематичної вязкості при температурі $\overline{t_2}$, м2/с.

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

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища:

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

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

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + r_{cm} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.9)$$

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

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

Поверхня теплообміну

$$F_a = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}, \text{ м}2, \quad (3.10)$$

де Q – теплове навантаження теплообмінника, Вт;

Δt - середній логаріфмічний температурний напір

$$\Delta t = (\Delta t_Б - \Delta t_м) / [\lambda n(\Delta t_Б / \Delta t_м)], \quad (3.11)$$

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

Площа поперечного перерізу пакета:

а) з боку гріючого середовища $f_{n1} = G_T / (W_1 \cdot \rho_1)$; (3.12)

б) з боку середовища, що нагрівається, $f_{fn2} = G_h / (W_2 \cdot \rho_2)$. (3.13)

Кількість каналів в одному пакеті:

а) для гріючого середовища $m_1 = f_{n1} / f_o$; (3.14)

б) для середовища, що нагрівається, $m_2 = f_{n2} / f_o$, (3.15)

де f_o - площа поперечного перерізу міжпластинчастого каналу.

Кількість пластин в одному пакеті:

а) для гріючого середовища $n_1 = 2 \cdot m_1$; (3.16)

б) для середовища, що нагрівається, $n_2 = 2 \cdot m_2$. (3.17)

Поверхня теплообміну одного пакету:

а) для гріючого середовища $F_{n1} = F_o \cdot n_1$; (3.18)

б) для середовища, що нагрівається, $F_{n2} = F_o \cdot n_2$. (3.19)

Кількість пакетів у апараті:

а) для гріючого середовища $x_1 = F_a / F_{n1}$, (3.20)

б) для середовища, що нагрівається, $x_2 = F_a / F_{n2}$. (3.21)

Кількість пластин в апараті

$$n_a = (F_a + 2F_o) / F_o \quad (3.22)$$

Знаючи кількість пакетів та кількість пластин у пакетах, виконують компоновку теплообмінника, схему якої записують згідно з формулою (I). Якщо фактична кількість каналів (m^*) відрізняється від розрахункової (m), треба визначити:

Значення фактичної площі поперечного перерізу пакетів:

а) для гріючого середовища $f_{n1}^* = m_1^* \cdot f_o$; (3.23)

б) для середовища, що нагрівається, $f_{n2}^* = m_2^* \cdot f_o$ (3.24)

Значення фактичної швидкості середовищ:

$$W_1^* = \frac{G_T}{f_{n1}^* \cdot \rho_2}; \quad W_2^* = \frac{G_h}{f_{n2}^* \cdot \rho_2}, \text{ м/с.} \quad (3.25)$$

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

$$\mathrm{Re}_1^* = \frac{W_1^* \cdot d_e}{\nu_1};\ \mathrm{Re}_2^* = \frac{W_2^* \cdot d_e}{\nu_2}\ . \qquad (3.26)$$

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:

а) для гріючого середовища

$$\Delta P_1 = \xi_1 \cdot \frac{L_{np}}{d_e} \cdot \rho_1 \cdot \frac{(W_1^*)^2}{2} \cdot X_1^*\ \text{, Па;} \qquad (3.27)$$

б) для середовища що нагрівається,

$$\Delta P_2 = \xi_2 \cdot \frac{L_{np}}{d_e} \cdot \rho_2 \cdot \frac{(W_2^*)^2}{2} \cdot X_2^*\ \text{, Па,} \qquad (3.28)$$

де Lnp - наведена довжина каналу.

Коефіцієнт гідравлічного опору ξ обчислюють за формулою

$\xi = A/(\mathrm{Re}^*)^{0,25}$ - турбулентний режим Re^* ›50; (3.29)

$\xi = B/\mathrm{Re}^*$ - ламінарний режим $\mathrm{Re}^* \le 50.$ (3.30)

Якщо швидкість руху середовища в штуцері теплообмінника $W_ш$ ϕ 2,5 м/с, при обчисленні загального гідравлічного опору апарата ΔP_Σ (або кожного з ступенів) слід врахувати втрати тиску в штуцерах ($\Delta P^ш$):

$$\Delta P_{1(2)}^{\Sigma} = \Delta P_{1(2)} + n \cdot \Delta P_{1(2)}^{ш}, \qquad (3.31)$$

$$\Delta P^{ш} = \xi_ш \cdot \frac{W_{ш1(2)}^2 \cdot \rho}{2} \qquad (3.32)$$

де $\xi_ш$ =2,5 – коефіцієнт гідравлічного опору штуцера;

$W_{ш1} = 4G_T /(\pi d_ш^2 \cdot \rho_1)$ - швидкість гідравлічного опору штуцера; (3.33)

$W_{ш2} = 4G_h /(\pi d_ш^2 \cdot \rho_2)$ - 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 теплообмінного апарата (наприклад, зміна схеми компоновки пластин, вибір пластин іншого типорозміру та ін.). [12, 13, 14]

4.Результати обчислення площі теплопередачі і втрат тиску теплообмінникі

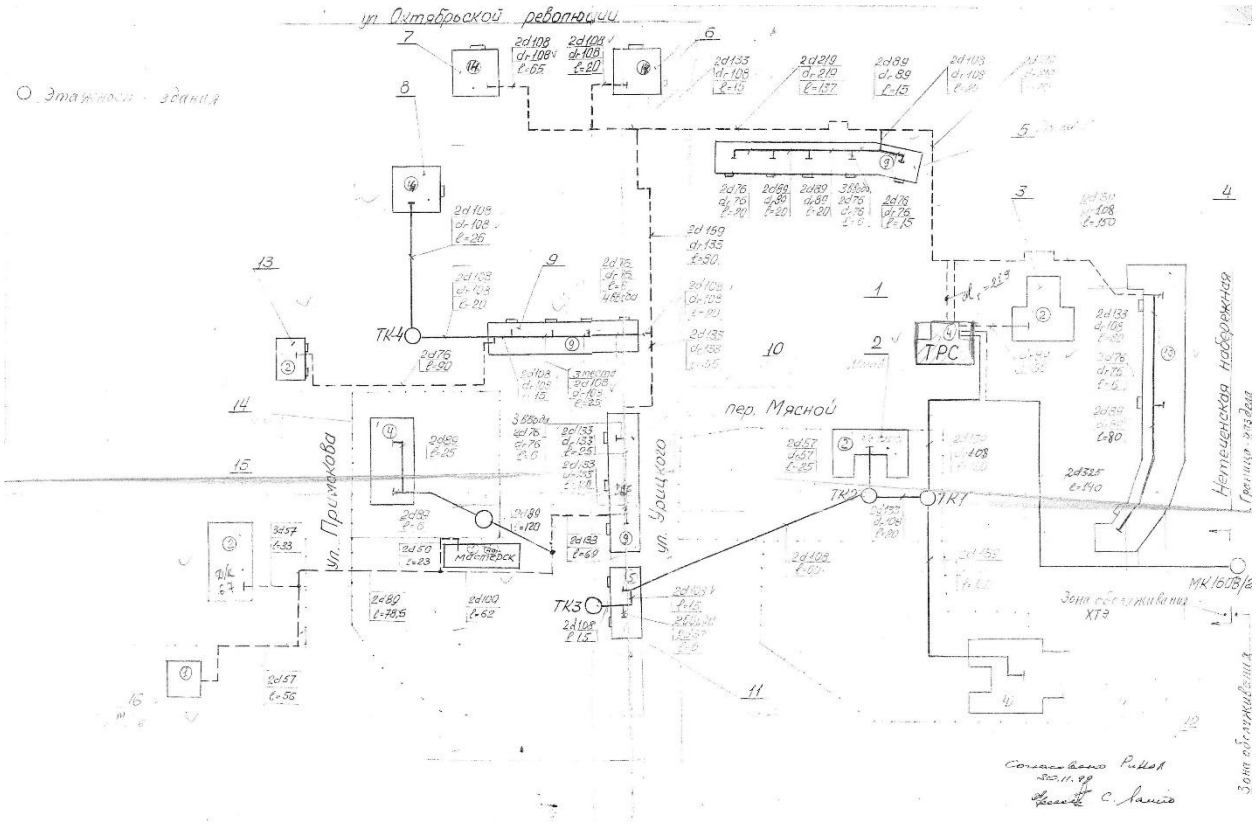


Схема 4.1 – Район в я кому проводилися дослідження

Таблиця 4.1 – Перелік споживачів тепла

№	Найменувати споживачів і адреса	Теплові навантаження		
		Опалення	Вентиляція	Гаряча вода
1	Провулок М'ясний, 6, ТРС $^{3}/_{5}$	—	—	—

Продовження табл. 4.1

2	Провулок М'ясний, 5, $Д/С$ №253 РОНО	0,07482	—	0,0029
3	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	—	—	2,088
4	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	1,83976	0,70412	0,26332
5	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	0,90712	—	0,7714
	Ул. Октябрской революції, 5, Майстерні	0,00116	—	—
6	Ул. Октябрской революції, 7, ж/д ЖЕУ67	0,54636	—	0,51504
7	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»	0,54636	—	0,51504
8	Ул. Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	0,51852	—	0,44196
8	Ул. Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	0,51852	—	0,44196

Продовження табл. 4.1

9	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	0,54056	—	0,36308
	Ул. Урицкого, 31, клуб «Євріка»	0,0058	—	—
10	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	0,45588	—	0,37584
11	Ул. Урицкого, 27, ж/д ЖЕУ67	0,24128	—	—
12	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	0,7424	2,44064	2,9
13	Ул. Прітакова, 23, ж/д «Прострой-2»	0,0522	—	—
14	Ул. Притакова, 8, Ср.Школа №120	1,073	—	—
	Ул. Притакова, 8, Магазин	0,01392	—	—
15	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	0,044196	—	0,008004
		$\sum$ 7,573336	$\sum$ 3,14476	$\sum$ 8,244584
		$\sum$ 10,718096		

4.1 Розрахунок загальних параметрів

1. Температура гарячої води 1 ступеня:

$t_{1,}^{h}$ °С $\tau_{2-}\ \tau_1 = 42 - 12$ 30°С;

2. Теплове навантаження 1 ступеня:

Q_1^h, Вт $G_{hr}^h \cdot C \cdot \left(t_1^h - t_x\right) = 39{,}38 \cdot 4187(30-5)$ 4122100 Вт;

3. Теплове навантаження 2 ступеня:

Q_2^h, Вт $Q_{hr}^h - Q_1^h$ 4122484 Вт;

4. Витрати теплоносія на гаряче водопостачання через 2 ступень:

$$G^w = Q_2^h/[C(\tau_1 - \tau_2^{II})] = \frac{4122484}{4187\cdot(77-42)} = 28{,}13 \text{ Кг/с};$$

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

$$G^{tot} = 28{,}13 + \frac{10718096}{4187\cdot(150-70)} = 60{,}12 \text{ Кг/с};$$

Розрахунок I ступеня

6. Температура теплоносія на виході з I ступеня:

τ_2^I, ℃ $\tau_2^I - \frac{Q_I^h}{G^{tot}\cdot C} = 42 - \frac{4122100}{4187\cdot 60{,}12}$ 25,62℃;

7. Середній логарифмічний температурний напір τ_{I}, ℃ I ступеня:

$$\frac{\Delta t_{\text{Б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{Б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{20{,}62-12}{\ln\left(\frac{20{,}62}{12}\right)} = 15{,}96℃;$$

8. Коефіцієнт теплообміну між теплоносієм і пластиною α_T^I, Вт/(м²℃):

$$\alpha_T^I = 10000 \text{ Вт/(м}^2\text{℃)};$$

9. Втрати тиску теплоносієм ΔP_T^I, Па:

$$\Delta P_T^I = 1500 \text{ Па};$$

10. Коефіцієнт гідравлічного опору ξ_T: 1,5;

11. Середня температура теплоносія:

$$\overline{t_1} = \frac{(t_x + t_I^h)}{2} = \frac{(42+25{,}62)}{2} = 33{,}81 ℃;$$

12. Температура стінки пластини:

$$t_{cm} = \frac{(\overline{\tau_2} + \overline{\tau_1})}{2} = \frac{(33{,}81+17{,}5)}{2} = 25{,}65℃;$$

13. Теплофізичні параметри теплоносія:

- Теплопровідність λ_T^I 0,625 Вт/м²℃;
- Кінематична в’язкість ν_T^I $0{,}82 \cdot 10^{-16} \frac{\text{м2}}{c}$;

- Критерій Пандтля Pr 4,9;

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

15. Раціональна швидкість руху теплоносія у каналах:

$$W_T^I = 2\cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1(\overline{t_1}-\overline{t_{cm}})\Delta P_1}{C_1(t_x-t_I^h)\cdot\rho_1^2\cdot\xi_1}} = 2\cdot \sqrt[3]{\frac{10000(33{,}81-25{,}65)1500}{4187(42-25{,}62)\cdot 1000000\cdot 1{,}5}} = 0{,}45\ \frac{м}{с};$$

16. Критерій Рейнольдса для теплоносія:

$$Re_T^I = W_T^I \cdot d_e/\nu_T^I = \frac{0{,}455\cdot 0{,}008}{0{,}81\cdot 10^{-6}} = 4439;$$

17. Критерій Нуссельта для теплоносія:

$$Nu_T^I = 0{,}135(Re_T^I)^{0{,}75}\cdot Pr_T^{0{,}43} = 0{,}135(4439)^{0{,}75}\cdot 4{,}9^{0{,}43} = 146;$$

18. Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{T,p}^I, \qquad \frac{Nu_T^I\cdot \lambda_T^I}{d_e} \qquad 11406\frac{Вт}{м^2\cdot ℃};$$

19. Раціональна швидкість води, що нагрівається:

$$W_h^I = 2\cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2(\overline{t_2}-\overline{t_{cm}})\Delta P_2}{C_2(t_x-t_I^h)\cdot\rho_2^2\cdot\xi_2}} = 2\cdot \sqrt[3]{\frac{10000(25{,}65-17{,}5)1500}{4187(30-5)\cdot 1000000\cdot 1{,}5}} = 0{,}4\frac{м}{с};$$

20. Критерій Рейнольдса:

$$Re_h^I = W_h^I \cdot d_e/\nu_h^I = \frac{0{,}4\cdot 0{,}008}{1{,}075\cdot 10^{-6}} = 29{,}77;$$

21. Критерій Нуссельта для води, що нагрівається:

$$Nu_h^I = 0{,}135(Re_h^I)^{0{,}75}\cdot Pr_h^{0{,}43} = 0{,}135(2977)^{0{,}75}\cdot 7{,}7^{0{,}43} = 352{,}2;$$

22. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$$\alpha_{h,p}^I = \frac{Nu_h^I\cdot \lambda_h^I}{d_e} = 26065\frac{Вт}{м^2\cdot ℃};$$

23. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T,p}^I}+r_1+\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}+r_2+\frac{1}{\alpha_{h,p}^I}} = \frac{1}{\frac{1}{11406}+0{,}00023+6{,}3\cdot 10^{-6}+0{,}00025+\frac{1}{26065}} = 1495\frac{Вт}{м^2\cdot ℃};$$

24. Поверхня теплообміну I ступеня:

$$F_1 = Q_I^h/(K_I\cdot \Delta t_I) = \frac{4122100}{1495\cdot 15{,}96} = 172{,}76 м^2;$$

25. Площа поперечного перерізу пакета:

1) Для руху теплоносія $f_{n,t}$

$$G^{tot}/(W_T^I\cdot\rho) = 60{,}12/0{,}455\cdot 1000 = 0{,}132 м^2;$$

2) Для руху води,

що нагрівається $f_{n,h}$, м^2 $G_{hr}^h/(W_h^I \cdot \rho) = 0{,}43$м^2;

26.Кількість каналів в одному пакеті:

1) для теплоносія m_T $f_{n,t}/f_0 = 0{,}132/0{,}0011$ 120;

2) для гарячої води m_h $f_{n,h}/f_0 = 0{,}43/0{,}0011$ 390;

27.Кількість пластин у пакеті:

1) Для теплоносія n_T $2 \cdot m_T = 2 \cdot 118{,}2$ 236,4;

2) Для гарячої води n_h $2 \cdot m_h = 2 \cdot 390{,}9$ 781,8;

28.Поверхня теплообміну одного пакета:

1) Для теплоносія F_T, м^2 $F_0 \cdot n_t = 0{,}3 \cdot 236{,}4$ 70,92;

2) Для гарячої води F_h, м^2 $F_0 \cdot n_h = 0{,}3 \cdot 781{,}8$ 234,54;

29.Кількість пакетів на I ступені:

1) Для теплоносія X_T $F_I/F_T = 172{,}76/70{,}92$ 3;

2) Для гарячої води X_h $F_I/F_h = 172{,}76/234{,}54$ 1;

30.Фактична площа поперечного перерізу пакета:

1) Для теплоносія $f_{T,\text{ф}}$ $m_T \cdot f_0 = 120 \cdot 0.0024$ 0,288м^2;

2) Для гарячої води $f_{T,\text{ф}}$ $m_h \cdot f_0 = 390 \cdot 0.0024$ 0,936м^2;

31.Фактична швидкість:

1) Для теплоносія $W_{T,\Phi}$ $\frac{G^{tot}}{(f_{T,\text{ф}} \cdot \rho)} = \frac{60{,}12}{(0{,}288 \cdot 1000)}$ $0{,}21\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

2) Для гарячої води $W_{h,\Phi}$ $\frac{G_{hr}^h}{(f_{h,\text{ф}} \cdot \rho)} = \frac{39{,}38}{(0{,}936 \cdot 1000)}$ $0{,}042\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

32.Коефіцієнт гідравлічного опору:

1) Для руху теплоносія $\xi_{T,\text{ф}}$ $19{,}3/(Re_T^{0{,}25}) = 19{,}3/8{,}16 = 2{,}37$;

2) Для руху гарячої води $\xi_{h,\text{ф}}$ $19{,}3/(Re_h^{0{,}25}) = 19{,}3/7{,}39 = 2{,}61$;

33.Втрат тиску:

1) Теплоносія ΔP_T^I, Па $\xi_{T,ф} \cdot \frac{L_{пр}}{d_e} \rho \frac{W_{hф}^2}{2} X_T =$

$= 2{,}37 \cdot \frac{1}{0.008} \cdot 1000 \cdot \frac{(0{,}21)^2}{2} \cdot 3$ 19596,9375;

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

$= 2{,}61 \cdot \frac{1}{0.008} \cdot 1000 \cdot \frac{(0{,}042)^2}{2} \cdot 1$ 287,7525;

Розрахунок II ступеня

34. Температура теплоносія на виході з II ступеня:

τ_2^{II}, ℃ $\tau_2 - \frac{Q_{II}^h}{G^{tot} \cdot C} = 77 - \frac{4122484}{4187 \cdot 28{,}13}$ 42℃;

35. Середній логарифмічний температурний напір на II 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. Середня температура теплоносія:

$$\overline{\tau_{II}} = \frac{(\tau_2 + \tau_h^{II})}{2} = \frac{(77+42)}{2} = 56\ ℃;$$

37. Температура стінки пластини:

$$t_{cm} = 0{,}5 \cdot (\overline{\tau_2} + \overline{\tau_1}) = 0{,}5 \cdot 75 = 49{,}25\ ℃;$$

38. Теплофізичні параметри теплоносія:

- Теплопровідність λ_T^{II}, Вт/м²℃ 0,659 Вт/м²℃;
- Кінематична в’язкість $\nu\ _T^{II}$ м²/с $0{,}479 \frac{м2}{c}$;
- Критерій Пандтля Pr 3,0;

39. Раціональна швидкість руху теплоносія у каналах:

$$W_T^{II} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1^{II}(\overline{t_1^{II}} - \overline{t_{cm}})\Delta P_1}{C_1(t_x - t_{II}^h) \cdot \rho_1^2 \cdot \xi_1}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{7500(56-49{,}25)15000}{4187(77-73{,}5) \cdot 1000000 \cdot 3}} = 0{,}24 \frac{м}{с};$$

40. Критерій Рейнольдса для теплоносія:

$$Re_T^{II} = W_T^{II} \cdot d_e / \nu_T^{II} = \frac{0{,}24 \cdot 0{,}008}{0{,}66 \cdot 10^{-6}} = 2909{,}09;$$

41. Критерій Нуссельта для теплоносія:

$$Nu_T^{II} = 0{,}135 (Re_T^{II})^{0{,}75} \cdot Pr_T^{0{,}43} = 0{,}135(396) \cdot (1{,}95) = 104{,}247;$$

42.Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{T,p}^{II} = \frac{Nu_T^{II} \cdot \lambda_T^{II}}{d_e} = 8587{,}35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

43.Раціональна швидкість води, що нагрівається:

$$W_h^{II} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2(\overline{t_2} - \overline{t_{cm}})\Delta P_2}{C_2(t_x - t_I^h)\cdot \rho_2^2 \cdot \xi_2}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000(58{,}9 - 42{,}5)10}{4187(55-30)\cdot 1000000 \cdot 2{,}5}} = 0{,}24 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

44.Критерій Рейнольдса:

$$Re_h^{II} = W_h^{II} \cdot d_e / \nu_h^{II} = \frac{0{,}24 \cdot 0{,}008}{0{,}66 \cdot 10^{-6}} = 290{,}9;$$

45.Критерій Нуссельта для води, що нагрівається:

$$Nu_h^{II} = 0{,}135 (Re_h^{II})^{0{,}75} \cdot Pr_h^{0{,}43} = 0{,}135 (290{,}9)^{0{,}75} \cdot (4{,}5)^{0{,}43} = 133{,}76;$$

46.Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$$\alpha_{h,p}^{II} = \frac{Nu_h^{II} \cdot \lambda_h^{II}}{d_e} = 10533{,}6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

47.Коефіцієнт теплопередачі:

$$K_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T,p}^{II}} + r_1 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_{h,p}^{II}}} = \frac{1}{\frac{1}{8587{,}5} + 0{,}00023 + 6{,}3 \cdot 10^{-6} + 0{,}00025 + \frac{1}{10533{,}6}} = 1433{,}32 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

48.Поверхня теплообміну II ступеня:

$$F_2 = Q_{II}^h / (K_{II} \cdot \Delta t_{II}) = \frac{4122484}{1433{,}32 \cdot 16{,}5} = 174{,}31 \text{ м}^2;$$

49.Площа поперечного перерізу пакета:

1) Для руху теплоносія $f_{n,t}$

$$G^\omega / (W_T^{II} \cdot \rho) = 28{,}13 / 0{,}24 \cdot 1000 = 0{,}117 \text{м}^2;$$

2) Для руху води, що нагрівається $f_{n,h}$

$$G_{hr}^h / (W_h^{II} \cdot \rho) = 0{,}1645 \text{м}^2;$$

50.Кількість каналів в одному пакеті:

1) для теплоносія m_T $f_{n,t}/f_0 = 0{,}0032/0{,}0011 = 106{,}36;$

2) для гарячої води m_h $f_{n,h}/f_0 = 0{,}1645/0{,}0011 = 149{,}54;$

51.Кількість пластин у пакеті:

1) Для теплоносія n_T $2 \cdot m_T = 2 \cdot 106{,}36$ 212,72;

2) Для гарячої води n_h $2 \cdot m_h = 2 \cdot 149{,}54$ 299,08;

52.Поверхня теплообміну одного пакета:

1) Для теплоносія F_T, м^2 $F_0 \cdot n_t = 0{,}3 \cdot 212{,}72$ 63,816;

2) Для гарячої води F_h, м^2 $F_0 \cdot n_h = 0{,}3 \cdot 299{,}08$ 89,724;

53. Кількість пакетів на I ступені:

1) Для теплоносія X_T $F_{II}/F_T = 377{,}16/63{,}816$ 5,9;

2) Для гарячої води X_h $F_{II}/F_h = 377{,}16/89{,}724$ 4,2;

54. Фактична площа поперечного перерізу пакета:

1) Для теплоносія $f_{T,\text{ф}}$ $m_T \cdot f_0 = 106{,}36 \cdot 0.0011$ 0,1169м^2;

2) Для гарячої води $f_{T,\text{ф}}$ $m_h \cdot f_0 = 149{,}54 \cdot 0.0011$ 0,1644м^2;

55. Фактична швидкість:

1) Для теплоносія $W_{T,\Phi}$ $\frac{G^{tot}}{(f_{T,\text{ф}} \cdot \rho)} = \frac{28{,}13}{(0{,}1169 \cdot 1000)}$ $0{,}24\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

2) Для гарячої води $W_{h,\Phi}$ $\frac{G^h_{hr}}{(f_{h,\text{ф}} \cdot \rho)} = \frac{39{,}38}{(0{,}164494 \cdot 1000)}$ $0{,}239\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

56. Втрат тиску:

1) Теплоносія ΔP^{II}_T, Па

$$\xi_{T,\text{ф}} \cdot \frac{L_{np}}{d_e} \rho \frac{W^2_{T\text{ф}}}{2} X_T = 2{,}62 \cdot \frac{1}{0.008} \cdot 1000 \cdot \frac{(0{,}24)^2}{2} \cdot 3 = 28296;$$

2) Гарячої води ΔP^{II}_h, Па

$$\xi_{h,\text{ф}} \cdot \frac{L_{np}}{d_e} \rho \frac{W^2_{h\text{ф}}}{2} X_{h\text{ф}} = 4{,}67 \cdot \frac{1}{0.008} \cdot 1000 \cdot \frac{(0{,}24)^2}{2} \cdot 1 = 50436;$$

4.2 Розрахунок індивідуальних параметрів

1. Витрати води, що нагрівається для будівлі:

$G_h, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ $Q^h_{max}/[C(t_r - t_x)]$

2. Витрати гріючої води для будівлі:

G_T, кг/с $Q^h_{max}/[C(\tau'_1 - \tau'_2)]$

Таблиця 4.2 Витрати гріючої води для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	Q_{max}^{h}	G_h	G_T
1	Провулок М'ясний, 5, $Д/_С$ №253 РОНО	2900	0,013	0,019
2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	2088000	9,067	14,25
3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	263320	1,14	1,8
4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	771400	3,349	5,3
5	Ул.Октябрскойреволюції, 7, ж/д ЖЕУ67	515040	2,23	3,5
	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»			
6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	441960	1,9	3,02
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	363080	1,58	2,5
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	375840	1,63	2,6
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	2900000	12,59	19,8
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	8040	0,034	0,055

3. Середня логарифмічна різниця температур:

$$\overline{\Delta t} = \frac{37-17}{\ln\left(\frac{37}{17}\right)} = 25{,}72℃;$$

4. Раціональна швидкість води, що гріючой:

$$W_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1(\overline{t_T} - \overline{t_{cm}})\Delta P}{C(\tau_1' - \tau_2') \cdot \rho^2 \cdot \xi}} = 0{,}46 \frac{м}{с};$$

5. Критерій Рейнольдса для теплоносія:

$$Re_T^I = W_1 \cdot d_e / \nu_1 = \frac{0{,}46 \cdot 0{,}00885}{0{,}800 \cdot 10^{-6}} = 5088{,}75;$$

6. Критерій Нуссельта для теплоносія:

$$Nu_T^I = 0{,}135 (Re_T^I)^{0{,}73} \cdot Pr_T^{0{,}43} = 130{,}27;$$

7. Коефіцієнт тепловіддачі по гріюч:

$$\alpha = \frac{Nu_h^{II} \cdot \lambda_h^{II}}{d_e} = 9155{,}7 \frac{Вт}{м^2 \cdot °C};$$

8. Раціональна швидкість води, що гріючой:

$$W_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2(\overline{t_T} - \overline{t_{cm}})\Delta P}{C(\tau_1' - \tau_2') \cdot \rho^2 \cdot \xi}} = 0{,}4 \frac{м}{с};$$

9. Критерій Рейнольдса для теплоносія:

Re_2 $W_2 \cdot d_e / \nu_2 = \frac{0{,}4 \cdot 0{,}00885}{0{,}500 \cdot 10^{-6}}$ 7080;

10. Критерій Нуссельта для теплоносія:

$$Nu_2 = 0{,}157 (Re_2)^{0{,}73} \cdot Pr_T^{0{,}43} = 190{,}83;$$

11. Коефіцієнт тепловіддачі по гріюч:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda}{d_e} = 13412 \frac{Вт}{м^2 \cdot °C};$$

12. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T,p}^{II}} + r_1 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_{h,p}^{II}}} = 2380{,}5 \frac{Вт}{м^2 \cdot °C};$$

13. Поверхня теплообміну:

F, м^2 $Q_{II}^h / (K_{II} \cdot \Delta t_{II})$

Таблиця 4.3 Поверхня теплообміну для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	F
1	Провулок М'ясний, 5, $Д/С$ №253 РОНО	0,05

Продовження табл. 4.3

2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	34,10
3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	4,30
4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	12,59
5	Ул.Октябрскойреволюції, 7, ж/д ЖЕУ67	8,41
	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»	
6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	7,21
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	5,9
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	6,13
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	47,4
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	0,13

$$\sum F = 126{,}22$$

14.Площа поперечного перерізу пакета:

Таблиця 4.4 Поверхня теплообміну для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	$f_{n,t}$, м^2	$f_{n,h}$, м^2
1	Провулок М'ясний, 5, $^{Д}/_{С}$ №253 РОНО	0,0000413	0,0000325
2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	0,03097826	0,023
3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	0,00391304	0,00285

Продовження табл. 4.4

4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	0,01152174	0,0084
5	Ул.Октябрской революції, 7, ж/д ЖЕУ67	0,0076087	0,0056
	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»		
6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	0,00656522	0,00475
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	0,00543478	0,00395
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	0,00565217	0,004075
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	0,04304348	0,031475
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	0,00011957	0,000085

15.Кількість каналів в одному пакеті:

Таблиця 4.5 Кількість каналів в одному пакеті для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	m_t, м^2	m_h, м^2
1	Провулок М'ясний, 5, $^{Д}/_{С}$ №253 РОНО	0,0065	0,00507812
2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	4,84	3,59
3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	0,6	0,45
4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	1,8	1,31
5	Ул.Октябрскойреволюції, 7, ж/д ЖЕУ67	1,19	0,875
	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»		

Продовження табл. 4.5

6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	1,03	0,742
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	0,85	0,62
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	0,88315156	0,64
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	6,73	4,9
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	0,01868	0,013

16.Кількість пластин в одному пакеті:

Таблиця 4.6 Кількість пластин в одному пакеті для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	n_T, м^2	n_h, м^2
1	Провулок М'ясний, 5, $^{Д}/_{С}$ №253 РОНО	0,013	0,01015624
2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	9,68	7,18
3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	1,2	0,890625
4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	3,6	2,625
5	Ул.Октябрскойреволюції, 7, ж/д ЖЕУ67	2,38	1,75
	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»		
6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	2,06	1,484375
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	1,7	1,234375
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	1,7	1,27
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	13,46	9,8
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	0,03736562	0,0265625

17.Поверхня теплообміну пакета:

Таблиця 4.7 Поверхня теплообміну пакета для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	F_T, м^2	F_h, м^2
1	Провулок М'ясний, 5, $Д/С$ №253 РОНО	0,0013	0,0010
2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	0,968	0,718
3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	0,12	0,089
4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	0,36	0,26
5	Ул.Октябрскойреволюції, 7, ж/д ЖЕУ67	0,24	0,18
	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»		
6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	0,2	0,15
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	0,17	0,12
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	0,17	0,13
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	1,35	0,98
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	0,004	0,003

18.Кількість пакетів:

Таблиця 4.8 Поверхня теплообміну пакета для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	X_T, м^2	X_h, м^2
1	Провулок М'ясний, 5, $Д/С$ №253 РОНО	35,48	50
2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	35,23	47,5

Продовження табл. 4.8

3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	35,83	48,31
4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	34,97	48,42
5	Ул.Октябрскойреволюції, 7, ж/д ЖЕУ67	35,04	46,72
5	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»	35,04	46,72
6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	36,05	48,06
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	34,71	49,17
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	36,06	47,15
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	35,1	48,4
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	32,5	43,3

19.Втрати тиску:

Таблиця 4.9 Втрати тиску для будівлі:

№	Найменування споживачів і адреси	ΔP_T	ΔP_h
1	Провулок М'ясний, 5, $Д/С$ №253 РОНО	576833,84	614689,5
2	Провулок М'ясний, 8, Баня «Запорожець»	572788,012	583955,025
3	Нетеченська набережна, 12, ХПС «Телеком»	582543,13	593912,995
4	Ул. Октябрской революції, 5, ж/д ЖЕУ67	568560,794	595265,312
5	Ул.Октябрскойреволюції, 7, ж/д ЖЕУ67	569698,891	574365,869

Продовження табл. 4.9

5	Ул. Октябрской революції, 9, ж/д «Силует»	569698,891	574365,869
6	Ул.Октябрской революції, 7В, ж/д ЖЕУ67	586120,006	590839,547
7	Ул. Урицкого, 31, ж/д ЖЕУ-67	564333,576	604485,654
8	Ул. Урицкого, 29, ж/д ЖЕУ67	586282,592	579652,198
9	Ул. Урицкого, 8, ГОСЦИРК	570674,403	595019,436
10	Ул. Притакова, 9, Дет.комб. №67	586282,225	532321,107

20.Порівняння характеристик:

	Мікрорайонна установка централізованного теплопостачання	Індивідуальні теплові пункти
Площа поверхні теплопередачі	$F_I = 172\text{м}^2$ $F_{II} = 174\text{м}^2$ $F = 346\text{м}^2$	$F = 126{,}22\text{м}^2$
Втрати тиску по воді що нагрівається	$\Delta P_h^I + \Delta P_h^{II} = 67248\text{Па}$	$\Delta P_{h.max}^{II} = 61469{,}5\text{Па}$
Економія витрат електро єнергії	___	126000

Виснавки:

1. Обчислено площу теплообмінників гарячого водопостачання при двухступеневій змішаній схемі приєднання к тепловим мережам;
2. Обчислено площу теплопередачі теплообмінників для індивідуальних теплових пунктів будівлі;

3. Порівняння результатів розрахунків показало що практично при тих же втратах тиску застосування індивідуальних пунктів забезпечує помітне зменшення необхідної площі поверхні теплопередачі;

4. Крім того установка індивідуальних теплових пунктів дозволяє зменшити витрати електроенергії на прокачування гарячої води через зменшення витрат електроенергії через непродуктивне використання гарячої води;

5. Застосування сучасних заходів автоматизації на індивідуальних теплових пунктах дозволяє додатково зменшити витрати тепла на опалення будівлі на 12-17%.

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 – «Тезнічне 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.

8. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби. Відповідь: Україні. 244-94. Керівний технічний матеріал. – К., 1995. – 636с.

9. Тарадай А.М. Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения / А.М. Тарадай. Харьков : Основа, 1998. – 192 с.

10. Теплообменники пластинчастые. Руководящий технический материал. Методы тепловых и гидромеханических расчетов : РТМ 26-01-107-78.156 с.

11. Методические указания по тепловым и гидравлическим расчетам пластинчастых теплообменников (водонагревателей), применяемых в системах теплоснабжения. – Киев,1998.49 с.

12. Товажнянский Л.Л Пластинчатые теплообменники в промышленности : учеб. пособие / Л.Л. Товажнянский, П.А.Капустенко, Г.Л. Хавин и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.

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