МІНІСТЕРСТВО ОСТВІТИ 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-професійним рівнем магістр

"Теплові режими підігрівних установок гарячого водопостачання при утепленні будівель мікрорайону"

Виконав студент 6 курсу, групи НФ-62
Скребець А.В.
Напряму підготовки: 105
прикладна фізика та наноматеріали
Керівник: к.т.н.. доц. Алексахін О.О.

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

Харків – 2019

Додаток 18

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) магістр
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)

Скребець Аліна Віталіївна
(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема роботи Теплові режими підігрівних установок гарячого водопостачання при утепленні будівель мікрорайону_____

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

затверджені наказом по університету від "___"_____20__року №___

2. Строк подання студентом роботи_____

3. Перелік питань, які потрібно розробити)
Вибір схеми приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання житлового мікрорайону до теплових мереж. Тепловий та гідромеханічний розрахунок водо підігрівників. Обчислення втрат теплоти трубопроводами теплових мереж. Аналіз впливу отеплення будівель мікрорайону на показники роботи теплообмінних апаратів гарячого водопостачання

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Недоліки і переваги централізованих систем теплопостачання
2	Улаштування системи теплопостачання житлового мікрорайону
3	Тепловий розрахунок водопідігрівної установки для номінального режиму
4	Зміна показників роботи теплообмінників гарячого водопостачання в умовах зміни опалювального навантаження
5	Обчислення і аналіз показників індивідуальних теплових пунктів утеплених будівель
6	Оформлення пояснювальної записки

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ Скребець А.В.
підпис інціали, прізвище

Керівник роботи _____ Алесахін О.О.
підпис інціали, прізвище

Реферат

Скребець Аліна Віталіївна «Теплові режими підігрівних установок гарячого водопостачання при утепленні будівель мікрорайону» (випускна робота магістра»). – Харків: ХНУ імені В.Н.Каразіна, 2019. – 86с.

Робота складається з вступу, шести розділів, висновків; містить 16 рисунків, 29 таблиць, список використаних джерел з 14 найменувань.

Наведено загальну характеристику централізованих систем теплопостачання, тепловий і гідромеханічний розрахунки пластинчастих теплообмінників гарячого водопостачання, оцінку зміни параметрів роботи теплообмінників при утепленні будівель мікрорайону, проведено техніко-економічний розрахунок отриманих результатів, обрано оптимальний варіант утеплення для розробки стратегії енергозбереження мікрорайону.

Ключові слова: теплообмінники, утеплення, енергозбереження, енергоефективність.

Реферат

Скребец Алина Витальевна «Тепловые режимы водонагревающей установки микрорайона при утеплении зданий» (выпускная работа магистра). – Харьков: ХНУ имени В. Н. Каразина, 2019. – 86 с.

Работа состоит из введения, шести глав, заключения; содержит 16 рисунков, 29 таблиц, список использованных источников из 14 наименований.

Приведены: общая характеристика централизованных систем теплоснабжения, тепловой и гидромеханический расчеты пластинчатых теплообменников горячего водоснабжения, оценка изменения параметров работы теплообменников при утеплении зданий микрорайона, проведен технико-экономический расчет полученных результатов, выбран оптимальный вариант утепления для разработки стратегии энергосбережения микрорайона.

Ключевые слова: теплообменники, утепление, энергосбережение, энергоэффективность.

Abstract

Screbets Alina Vitaliivna " Thermal regimes of a water heating installation in a microdistrict in the conditions of the warmed buildings " (master's graduation work). – Karazin Kharkiv National University 2019. – 86 pages.

The work consists of an introduction, four chapters, conclusions; contains 16 figures, 29 tables, a list of sources of 14 items.

The general characteristics of centralized heat supply systems, thermal and hydromechanical calculations of plate heat exchangers for hot water supply, assessment of the change in the parameters of the heat exchangers during the warming of microdistrict buildings are given, a technical and economic calculation of the results was carried out the optimum variant of warming is selected for development of strategy of energy saving of the neighborhood.

Keywords: heat exchangers, insulation, energy saving, energy efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП

1. НЕДОЛІКИ І ПЕРЕВАГИ ЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ…… ...5

2. ПОКАЗНИКИ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВОГО МІКРОРАЙОНУ 522 ……12

3. ПРИЄДНАННЯ СПОЖИВАЧІВ ДО ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ……28

4. ЗМІНА РЕЖИМІВ РОБОТИ ВОДОПІДІГРІВНОЇ УСТАНОВКИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ПРИ УТЕПЛЕННІ БУДІВЕЛЬ……..….77

4.1. Методика теплового і гідравлічного розрахунків пластинчатого Теплообмінника ……..……28

4.2. Результати теплового і гідравлічного розрахунку пластинчатого теплообмінного апарату підігрівної установки гарячого водопостачання…..33

5. РОЗРОБКА ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФІКУ ВІДПУСКАННЯ ТЕПЛОТИ ДО УТЕПЛЕНИХ БУДІВЕЛЬ……..69

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ……..……..…….79

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ВСТУП

Житлово-комунальний комплекс України посідає третє місце (після металургійної та хімічної промисловості) за споживанням енергії та перше місце - за споживанням тепла. Так, за період з 1997 по 2000 рік річне споживання природного газу підприємствами житлово-комунального господарства становило 9,6 - 12,3 млрд м³, зокрема комунальними - 8,0-9,2 млрд м³, а електроенергії - близько 10 млрд кВт * год. Це становить 10-12% та 5-6% національного споживання газу та електроенергії. Виробництво теплової енергії комунальними підприємствами складає близько 70 млн. Гкал на рік. Споживання паливно-енергетичних ресурсів на одиницю ВВП в Україні зараз в 2,5-9,5 рази вище, ніж у розвинених країнах.

Реалізація енергозберігаючих заходів є нагальним завданням для комунальних підприємств. Зазвичай заходи з енергозбереження в системах опалення можна розділити на такі групи:

- підвищення ефективності теплогенеруючих пристроїв;
- зменшення втрат тепла при транспортуванні;
- організація обліку та контролю за використанням енергії;
- планування простору, будівництво та структурні заходи з енергозбереження;
- економія енергії за рахунок вдосконалення систем споживання огорожі та їх елементів;
- економія енергії за рахунок використання природного тепла та холоду, використовуючи вторинну енергію.

Практична реалізація всіх вищезазначених напрямків енергозбереження в житлово-комунальних послугах вимагає використання низки завдань, пов'язаних з розрахунком та оптимізацією теплових та гідравлічних режимів роботи об’єктів систем енергопостачання. Це можливо лише при широкому використанні вищезазначених положень технічної

теплофізики на всіх етапах теплового проектування та термофізичному розрахунку систем виробництва та споживання теплової енергії.

Важливими факторами, що визначають енергоефективність житлово-комунальних послуг, є енергогенеруючі комунальні послуги, недосконаліть існуючих будівельних конструкцій, а також практична відсутність індивідуальних систем обліку та управління енергією.

Тема дослідження: процеси передачі тепла та гідродинаміки в нагрівачах гарячої води.

Об'єкт дослідження: система централізованого опалення житлового району.

Мета роботи – вивчення закономірностей зміни показників роботи підігрівної установки гарячого водопостачання при утепленні будівель мікрорайону.

Новизна. Проаналізовано показники водопідігрівної установки гарячого водопостачання мікрорайону 522 Салтівського житлового масиву міста Харкова у нерозрахункових режимах і вперше доведена необхідність їх врахування при виборі оптимального варіанту утеплення будівель в умовах обмеженості ресурсів.

Актуальність роботи обумовлена необхідністю врахування впливу режимів роботи теплообмінників централізованих систем гарячого водопостачання на ефективність утеплення будівель у житловому мікрорайоні.

Практичне значення. Висновки роботи можуть бути корисними при розробці стратегії енергозбереження у системах теплопостачання житлового мікрорайону.

Завдання до роботи:

- розглянути схеми приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання житлового мікрорайону до теплових мереж;

- провести тепловий та гідромеханічний розрахунок водонагрівачів;

- оцінити зміни параметрів роботи теплообмінників при утепленні будівель мікрорайону;

- провести техніко-економічний розрахунок отриманих результатів;

В першому розділі дослідження приводиться характеристика систем централізованого теплопостачання, аналіз недоліків та переваг, опис призначення основного обладнання центрального теплового пункту.

Другий розділ присвячений розрахунку сумарного споживання теплової енергії і теплоносія на опалення і гаряче водопостачання житлових будинків 522-го мікрорайону, приводяться варіанти конфігурацій утеплення будівель.

У третьому розділі розглядається приєднання споживачів до теплових мереж.

Четвертий розділ: розрахунок двоступінчатої підігрівної установки гарячого водопостачання на основі даних про сумарні тепловитрати мікрорайону та із врахуванням початкових показників температури та витрат теплоносія в залежності від обраної схеми утеплення будівель.

У п’ятому розділі проводиться результат отриманих витрат мережної води через водопідігрівну установку в трьох варіантах та обрання економічно найвигіднішого для розробки подальшої стратегії енергозбереження.

РОЗДІЛ 1
НЕДОЛІКИ І ПЕРЕВАГИ ЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Станом на 1991 рік в Україні була розвинена система централізованого опалення (СЦТП). Близько 75% споживачів були підключені до джерел централізованого опалення (з них 33% - ТЕЦ та 19% - котельні районні), і лише 25% мали індивідуальні системи опалення.

Однак за десять років незалежності загальне споживання тепла зменшилося майже на 45% і в 2000 р. Склало 225,8 млн. Гкал. В основному це пов'язано зі скороченням матеріального виробництва в усіх галузях економіки, де споживання тепла зменшилось більш ніж на 60%. Ще однією причиною стало поширення індивідуального опалення в багатоквартирних будинках внаслідок низької якості теплопостачання і, як наслідок, зниження довіри до СЦТП. Це призвело до зменшення споживання тепла від СЦТП більш ніж на 9%. Сьогодні система централізованого опалення центрального опалення викликає справедливу критику через дорожнечу неякісних послуг. В результаті з’явилися твердження, що доцільно відмовитись від централізованого опалення та гарячої води та перейти на окремі теплогенеруючі агрегати. Автономне опалення - це не тільки зручно і комфортно, але і дешево. Його часто вважають одним із головних засобів енергозбереження. Тому в багатьох випадках планується децентралізувати систему постачання тепла завдяки будівництву місцевих котелень або використання окремих невеликих котлів. Деякі автори підкреслюють, що це не тільки бажано, але й потрібно робити в нових будинках та котеджах. Також пропонується примножити існуючі великі системи зі створенням місцевих котелень, зокрема, замість теплових пунктів.

Для обґрунтування переваг автономних систем теплопостачання називають такі основні недоліки централізованого опалення: великі втрати тепла в мережах та їх низька надійність; невідповідність

необхідних режимів споживання тепла окремих будівель режиму регулювання подачі тепла на джерелах тепла; значні витрати електроенергії на транспортування теплоносія тепловими мережами.

Як наслідок, сьогодні в нових будівлях майже всіх міст України встановлено децентралізовані теплопостачальні установки (дах та мінікотел). Наприклад, в Києві останніми роками практично жодна нова будівля не була приєднана до СЦТП, а в Луганську така забудова була включена до муніципальної програми «Тепло». Крім того, часто виникає ситуація, коли абоненти в багатоповерхових будинках відключаються від системи централізованого опалення та встановлюють автономні системи опалення квартири. За роки після здобуття незалежності близько 25% абонентів домогосподарств в середньому відключили та встановили індивідуальне опалення, головним чином у невеликих містах.

У сучасних умовах системи централізованого опалення вже не мають тієї природної монополії, якою вони були 10-20 років тому. Однак центральне опалення має конкурувати з іншими варіантами теплопостачання. Однак поки що центральне опалення знаходиться у невигідному стані, оскільки вартість газу для підприємств ЖКГ вище, ніж для окремих споживачів. Зважаючи на зарубіжний досвід, така ситуація є тимчасовою, оскільки тариф для оптового покупця не може бути вищим, ніж тариф для роздрібного покупця. У свою чергу, СЦТП має бути «обличчям до споживача», оскільки можна лише зупинити хаотичне відключення споживачів шляхом поліпшення якості послуг. Сьогодні, згідно з опитуванням, лише 12,3% респондентів вважають, що якість житлово-комунальних послуг відповідає тарифам на них.

Критикуючи централізоване опалення, в першу чергу наголошується на втратах тепла в мережах, які, за деякими джерелами, становлять 20-30%, а то й 40-50%. Як альтернатива, або відмова від мереж як такої та перехід на децентралізовані та індивідуальні системи опалення або заміна теплових труб попередньо ізольованими називаються

вдосконаленням. Для цього потрібні значні інвестиції, які відсутні у теплопостачальних компаній. Більше того, як це виправдано в деяких роботах, такі величезні втрати в магістральних мережах неможливо навіть теоретично і не повинні перевищувати 7% під час нормальної роботи. Експериментальні дослідження теплових мереж показують, що за відсутності значних витоків теплоносія та не зволоженої теплоізоляції втрати тепла можуть бути досить низькими, згідно з даними, не перевищуючи 3-4%. Тому на першому етапі реконструкції теплоенергетичних мереж необхідно обмежити недорогі заходи, такі як осушення кабелів, ремонт аварійних ділянок та виконання запланованих профілактичних робіт, як це було зроблено в Ризі. Це допоможе зменшити втрати тепла в електромережі та збільшити їх в реальності. Таким чином, ми можемо констатувати, що в наших умовах досвід Латвії може бути більш релевантним, ніж досвід Польщі.

Пріоритетні заходи щодо реконструкції мережі повинні бути невеликими масштабами та спрямовані на поліпшення якості теплопостачання. Такими заходами є гідравлічне врівноваження мережі за допомогою регулювання вузлів керування (регулювання діаметрів шайб дросельної заслінки та сопел елеваторних блоків), регулювання правильної роботи теплових точок та, можливо, оптимізація температурного графіка з урахуванням характеристик основного обладнання системи теплопостачання.

Неодмінним елементом реконструкції під'їздів будинку повинно бути обладнання їх приладів обліку теплової енергії. Така робота активно ведеться у багатьох містах України - Києві, Львові, Харкові та ін. Сьогодні це майже єдиний напрямок реконструкції СЦТП, який масово впроваджується в Україні. Наприклад, встановлення приладів обліку тепла в житлових будинках Києва та Луганська.

З огляду на зміни вимог нормативних документів щодо термостійкості будівельних огороджень (його вартість збільшено приблизно в 3

рази), як і досвід зарубіжних країн, необхідно терміново розпочати масштабну модернізацію житла, як це робиться в Білорусі. Лише в рамках програми енергозбереження Мінськ щороку оголошує термомодернізацію понад 170 тисяч. м2 на огороджувальні конструкції (стіни) житлових будинків. У всьому світі пріоритетним завданням є не збільшення обсягу реалізованого тепла, а задоволення існуючих та очікуваних потреб покупця, в тому числі шляхом надання йому можливостей для максимальної економії. Більше того, це також зменшить навантаження на місцевий бюджет. Адже термомодифікація зменшить витрати на тепло і, отже, зменшить виплати субсидій.

Подальша реконструкція НТСТП потребує значних інвестицій. Тому будь-який проект повинен розроблятися на основі реалістичного прогнозу теплового навантаження, а також динаміки його зміни в найближчі роки.

Цього можна досягти, проаналізувавши зміну споживання енергії після термомодифікації будівель. Лише після такого всебічного аналізу його можна додати до витрат на реконструкцію.

Першим кроком тут має стати також врахування інтересів споживачів.

В Україні переважає СЦТП, в якому теплопостачання регулюється зміною температури теплоносія на магістралі тепломережі, а гідравлічний режим мережі підтримується стабільним - так зване регулювання якості. Як результат, у СЦТП переважає ідеологія нормалізованого теплопостачання абонентів: споживач не має доступу до регулювання обсягів споживання тепла, які визначаються заздалегідь, встановлюючи дросельні шайби та ліфти.

Створення комфортних умов проживання в квартирах абонентів в умовах ринкової економіки є надзвичайно важливим, тому перехід до незалежної схеми підключення абонентів повинен стати наступним кроком у реконструкції СЦТП. Було б логічно відмовитись від

централізованих теплових пунктів та обладнати в будівлях окремі теплові пункти, в той же час це покращить режими роботи підприємств теплопостачання. Саме так розвивалися теплові мережі в Ризі.

Лише після того, як СЦТП перейде на стійкий режим розвитку і хаотичні відключення споживачів припиняться, можна буде приступити до реконструкції таких елементів системи, як тепломережа та джерело тепла. Не виключено, що в той час в тих заходах, які зараз вважаються необхідними, такими як будівництво нової котельні, просто втратити горщик-ребу.

Очевидно, що кожен етап реконструкції СЦТП потребує енергетичного аудиту, якісного аналізу зібраної інформації та детального обґрунтування кожного наступного кроку. Це в свою чергу вимагає:

• аналіз динаміки теплового навантаження в найближчій і довгостроковій перспективі;

• врахування перспективних рішень для внутрішніх теплових мереж та вхідних вузлів будинків;

• оптимізація гідравлічних режимів та графіків температури при фактичних та перспективних теплових навантаженнях;

• обґрунтування доцільності побудови та характеристики когенераційних установок, використання відновлюваних та нетрадиційних джерел енергії;

• оптимальне планування теплопостачання;

• вибір оптимальних характеристик обладнання джерел тепла та теплових мереж;

• оптимізація енергоекономічних характеристик під час розвитку мереж.

Розглянемо перспективи централізованого опалення з точки зору енергетичної безпеки в країні.

Енергетична безпека держави визначається поєднанням внутрішніх і зовнішніх факторів. Основними внутрішніми чинниками є

фізичний та технологічний стан обладнання у секторах ЗЕК, структура споживання енергії в країні, її паливно-енергетичний баланс, фінансовий стан енергетичних підприємств, укомплектованість енергетичних галузей.

Основними зовнішніми чинниками енергетичної безпеки є абсолютні та відносні обсяги імпорту енергії, структура імпорту ПЕР та ступінь диверсифікації джерел імпорту енергії. Тут важливим є покриття потреби в тих видах палива, обсяги імпорту яких в Україну дуже великі.

Вугілля, очевидно, альтернативний ресурс. Більше того, у майбутньому передбачається не тільки розвиток вугледобувних та вуглепереробних підприємств, їх технічне переозброєння та будівництво нових шахт та розрізів сучасного рівня, а й можливість імпортних поставок.

І тут система централізованого опалення має безперечні переваги перед децентралізованою, яка майже повністю орієнтована на використання газу. Слід зазначити, що Данія успішно подолала такий шлях під час нафтової кризи. Якщо в 1973 р. Відношення викопного палива до нафти / вугілля становило 80% / 20%, то за кілька років частка вугілля зросла з 20% до понад 90%. І протягом декількох років проблема зменшення впливу на навколишнє середовище спалювання вугілля була вирішена.

Ще одна безсумнівна перевага СЦТП - можливість екологічно безпечного спалювання низькосортного палива, а також побутових відходів. Через складність та дорогий характер систем сортування, подачі та спалювання такого палива, а також очищення димових газів та зменшення шкідливих викидів, їх конструкція технічно доцільна та економічно доцільна лише для теплових джерел високої одиничної потужності.

Висновки

1. Системи централізованого опалення для багатоквартирних будинків можуть забезпечити високу якість обслуговування і, порівняно з

окремими, все ще зберігають переваги економічності, енергетичної та екологічної безпеки.

2. Потенційні переваги систем централізованого опалення можуть бути реалізовані шляхом їх поетапної планової модернізації, при цьому пріоритетні заходи мають низьку вартість, орієнтовану на повне використання наявного обладнання та спрямовану на підвищення якості теплопостачання.

3. Програма реконструкції СЦТП повинна враховувати динамічну динаміку теплового навантаження, спричиненої термомодифікацією будівель; доцільно, щоб послідовність наступних етапів передбачала реконструкцію початкових вхідних вузлів у споживачів (облаштування окремих теплових точок, перехід на незалежну схему підключення абонентів), потім теплові мережі та джерела енергії.

РОЗДІЛ 2
ПОКАЗНИКИ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВОГО МІКРОРАЙОНУ

Система теплопостачання міста - це складний технологічний та соціально-економічний комплекс, який забезпечує життєздатність великої кількості споживачів теплової енергії, яка використовується для забезпечення комфортного повітря в приміщенні, гарячої води для санітарно-промислових процесів. підприємства. При оцінці рівня функціонування системи теплопостачання слід враховувати п’ять факторів: енергоефективність, надійність та вартість послуг в середовищі теплопостачання. Енергоефективність теплопостачання безпосередньо залежить від сукупності всіх заходів, що проводяться в місті, спрямованих на забезпечення оптимальної організації та впровадження процесу теплопостачання, і визначається оптимальним співвідношенням матеріальних витрат на виробництво тепла та оптимальними в результаті його використання економічного ефекту. Основна мета всебічного вдосконалення теплопостачання міста - організувати в оптимальний спосіб якісне та надійне теплопостачання споживачів з мінімальними витратами та найменшим негативним впливом на навколишнє середовище. Оптимізація теплопостачання в умовах централізованого вироблення, транспортування та розподілу теплової енергії передбачає організацію найбільш сприятливих режимів роботи компонентів системи теплопостачання: джерел тепла, теплових мереж, систем використання тепла у споживачів. [7]

Основним джерелом тепла у великих містах є теплова електростанція, яка реалізує комбіноване виробництво тепла та електроенергії. Центральне опалення постачає 40% тепла, яке споживається в промисловості та комунальних підприємствах на опалення та гарячу воду.

Котельні є основним джерелом тепла для середніх та малих міст. Однак теплопостачання великих міст характеризується складною

структурою з великими ТЕЦ і котлами різної продуктивності. Часто міське теплопостачання включає котельні та ТЕЦ промислових підприємств, які поряд з технологічними циклами цих підприємств подають тепло в житлові та громадські будівлі. Комунальні котли-ні, а також промислові котельні, промислові ТЕЦ, побутові установки різної теплової продуктивності належать до так званої малої енергії. Залежно від величини теплового навантаження комунальні котельні класифікуються за структурними підрозділами території міст: будинок, група, мікрорайон, район.

Побутові котли мають теплову потужність до 2 МВт і подають тепло в опалювальні системи окремої будівлі. Такі котли зазвичай знаходяться в будинку, де їх утримують.

Котли групи подають тепло в групу будинків із загальною кількістю населення до 3000 і загальним споживанням тепла 2 ÷ 9 МВт. Котельні мікрорайону подають тепло для житлових та громадських будівель мікрорайону потужністю 6-20 тис. Та загальним споживанням тепла 10-70 МВт. Загальна кількість опалювальних котлів в економіці України з встановленою потужністю понад 20 МВт становить 1750 одиниць. [3, С. 457]

Районні котли можуть подавати тепло в житловий район (або невелике містечко) з населенням 25-80 тисяч і тепловим навантаженням 50-300 МВт.

Близькість комунальних котлів до житла викликає високі, перш за все екологічні, вимоги до типу пального, що спалюється. Тому як вилка основним паливом є природний газ та запасне мазут.

Вибір теплоносія для системи теплопостачання визначається необхідним рівнем температур в системах теплопостачання. Гаряча вода використовується як теплоносій при температурі не вище 200ºС. Це обмеження рівня температури пов'язане з тим, що значення температури кипіння і тиску взаємопов'язані і підвищення температури води повинно

супроводжуватися підвищенням тиску, що призводить до збільшення товщини трубопроводи і, отже, інвестиції в теплові мережі.

Насичена водяна пара використовується, як правило, в діапазоні значень тиску 0,1 ÷ 4 МПа і, відповідно, температур 100-250ºС. Більш високі рівні температури можна забезпечити за допомогою перегрітого пари. Але водяна пара з високою температурою перегріву в своїх силових гранях наближається до газів, а тому через малі значення питомої теплоти стає мало придатною для транспортування тепла на великі відстані. Як правило, в теплові мережі подається злегка перегріта пара. Парові системи в основному використовуються на промислових підприємствах, а системи водопостачання використовуються для опалення житлово-комунальних послуг.

Важливим елементом системи теплопостачання, що підключає споживача тепла до джерела, є теплові мережі. Кількість паралельних труб, які роблять це з'єднання, розрізняють однотрубні, двотрубні (відкриті та закриті) та багатотрубні. Двотрубні системи найбільш поширені. Вони закриті і відкриті. Вони відрізняються технологією підготовки води для місцевих систем гарячої води. У відкритих системах гарячу воду беруть безпосередньо з теплових мереж. У закритих системах для гарячого водопостачання використовується водопровідна вода, яка нагрівається в теплообміннику з теплових мереж. У структурі системи теплопостачання розрізняють магістральний і розподільний теплопроводи. Магістральні трубопроводи характеризуються більш високими параметрами теплоносія, ніж потрібно для приєднаних будівельних систем. Необхідність зниження температури води в трубопроводах подачі теплових мереж від магістральних до розподільних мереж зумовила необхідність побудови спеціальних теплових пунктів. Електричні мережі центрального опалення є чотиритрубними від центральних пунктів для переважаючих умов містобудування у великих містах.

Практика роботи систем теплопостачання показує, що великі системи розгалуження не можуть надійно працювати без створення проміжних рівнів управління між джерелами тепла та абонентами. Такими етапами управління є групові теплові підстанції, на яких готується вода для потреб гарячого водопостачання, розподіл теплоносія за видами навантажень, регулювання гідравлічного та теплового режимів у мікрорайонових мережах опалення, облік витрат тепла.

Розвиток системи централізованого опалення йде в напрямку створення теплових підстанцій великої одномісної потужності. Так, відповідно до приблизно 70% навантаження житлово-комунального сектору у Харкові, 120 теплових підстанцій обслуговуються тепловою потужністю 10-70 МВт.

Структура системи теплопостачання ТЕЦ та великих котелень характеризується наявністю центральних (мікрорайонних, квартальних) та індивідуально подвійних теплових точок. У центральних теплових пунктах встановлено водонагрівальні установки гарячого водопостачання, обладнання для підключення мікрорайонової теплової мережі (теплообмінник або змішувальний насос), засоби автоматизації, контрольно-вимірювальні прилади. Для приготування гарячої води переважно використовують двоступеневі схеми для підключення теплообмінників. Це пов’язано з бажанням додаткового використання тепла, що міститься у зворотній трубі теплоносія. Такий підхід знижує загальну витрату нагрівальної рідини через теплову станцію і призводить до зменшення металевої ємності теплових мереж та споживання енергії для приводу насосів.

Для більш точного регулювання подачі тепла для опалення в кожному будинку влаштовують індивідуальний тепловий пункт, на якому встановлюється обладнання, що забезпечує необхідні параметри теплоносія на вході в опалювальний комплекс будинку, та облік споживаного тепла.

Для виконання подальших розрахунків водопідігрівальних установок проведемо аналіз споживання теплової енергії і теплоносія на опалення і гаряче водопостачання для житлових будинків мікрорайону 522 Салтівського житлового масиву міста Харкова.

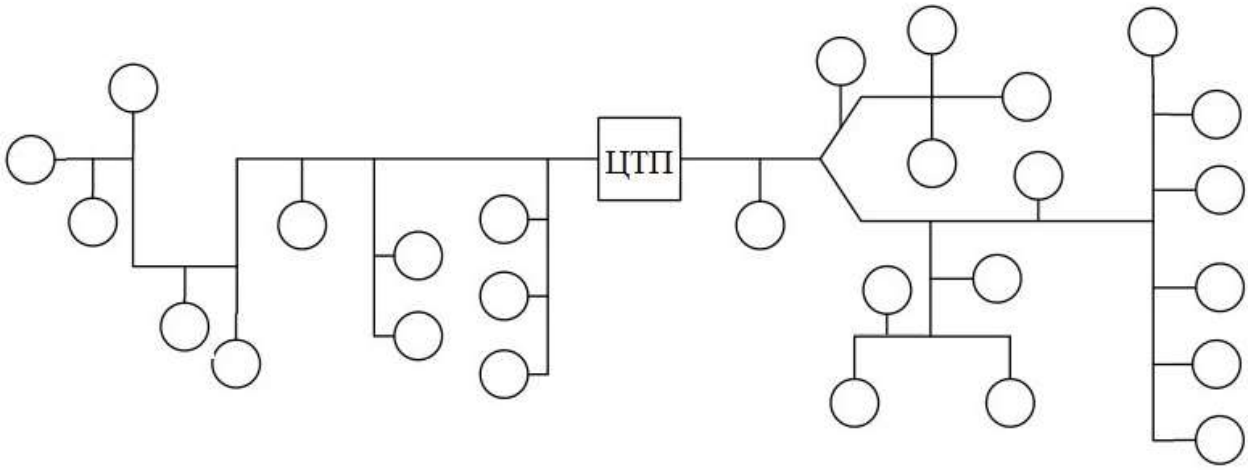


Рис. 1. Схема мереж теплопостачання 522-го мікрорайону

Примітки:

ЦТП – центральний тепловий пункт, в якому відбувається керування параметрами відпускання тепла до споживачів.

Розрахунок сумарного споживання виконувався на основі витрат теплової енергії по дитячих дошкільних закладах, гуртожитках, адміністративним та житловим будівлям, житловим будівлям з адміністративними приміщеннями.

Таблиця 1

Теплові навантаження забудов мікрорайону в МВт

№	Кількість поверхів	Теплове навантаження, МВт		
		Опалення і вентиляція	Гаряче водопостачання	Сумарне
1	12	1,2064	0,9962	2,2026
2	12	0,305	0,423	0,7280
3	12	0,664	0,526	1,1900
4	16	0,291	0,225	0,5160
5	12	0,692	0,526	1,2180
6	12	0,6732	0,526	1,1992
7	1	0,195	0,226	0,4210
8	11	0,171	0,9498	1,1208
9	12	0,664	0,576	1,2400
10	12	0,525	0,423	0,9480
11	12	0,6546	0,5261	1,1807
12	12	1,1727	0,8498	2,0225
13	12	0,507	0,423	0,9300
14	1	0,18	0,06	0,2400
15	12	0,664	0,526	1,1900
16	12	0,527	0,423	0,9500
17	16	0,37	0,24	0,6100
18	16	0,5082	0,3357	0,8439
19	1	2,649	0,078	2,7270
20	16	0,373	0,2377	0,6107
21	12	0,678	0,426	1,1040
22	12	1,136	0,836	1,9720
23	9	0,451	0,418	0,8690
24	1	0,195	0,024	0,2190

Продовження таблиці 1

25	9	0,455	0,418	0,8730
26	12	0,684	0,426	1,1100
27	16	0,3433	0,413	0,7563
		20,6125	14,0033	34,6158

Таблиця 1.2

Теплові навантаження забудов в Гкал

Теплове навантаження, Гкал	
Опалення і вентиляція	Гаряче водопостачання
33,4335	22,7134
Σ	
56,1468	

Отже, сумарне теплове навантаження мікрорайону, із врахуванням витрат на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання, складає 33,4 + 22,71 = 56,15 Гкал.

Для розробки подальшої стратегії енергозбереження розглянемо варіанти послідовності утеплення споруд мікрорайону. В умовах обмеженості ресурсів спочатку слід обрати часткове утеплення окремих будівель, що відповідає коефіцієнту утеплення 0,88 з різними схематичними конфігураціями.

- Початковий варіант – не утеплено жодного будинку, коефіцієнт утеплення будівель μ=1;

- 1 варіант – утеплено споруди, котрі знаходяться в кінці лівої гілки далі від ЦТП, коефіцієнт утеплення будівель μ=0,88;

- 2 варіант - утеплено споруди, котрі знаходяться на початку гілки ближче до ЦТП, коефіцієнт утеплення будівель μ=0,88;

- 3 варіант - утеплено споруди, котрі знаходяться на протилежних кінцях гілок далі від ЦТП, коефіцієнт утеплення будівель μ=0,88;

- 4 варіант – утеплено всі споруди, коефіцієнт утеплення будівель μ=0,6.

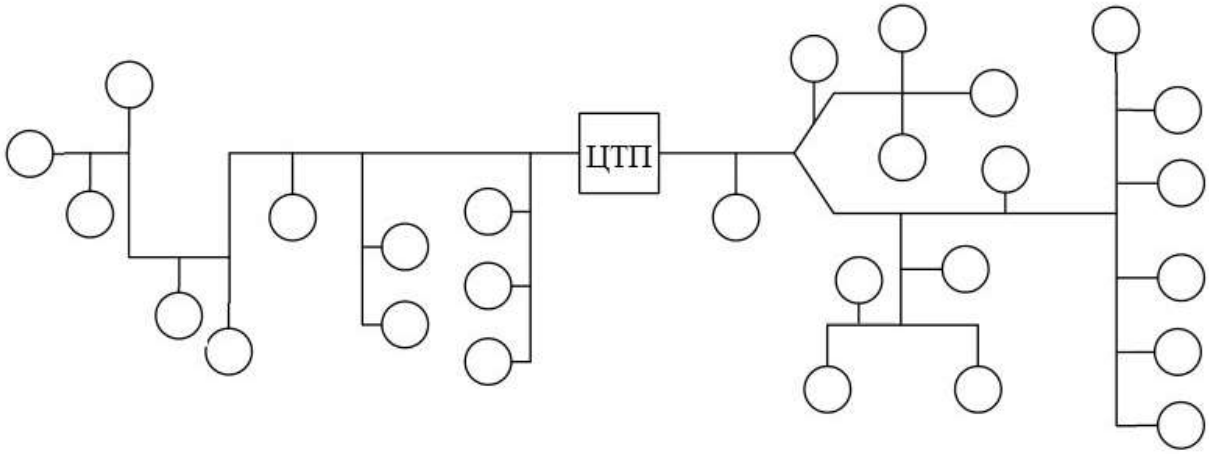


Рис. 2. Початковий варіант

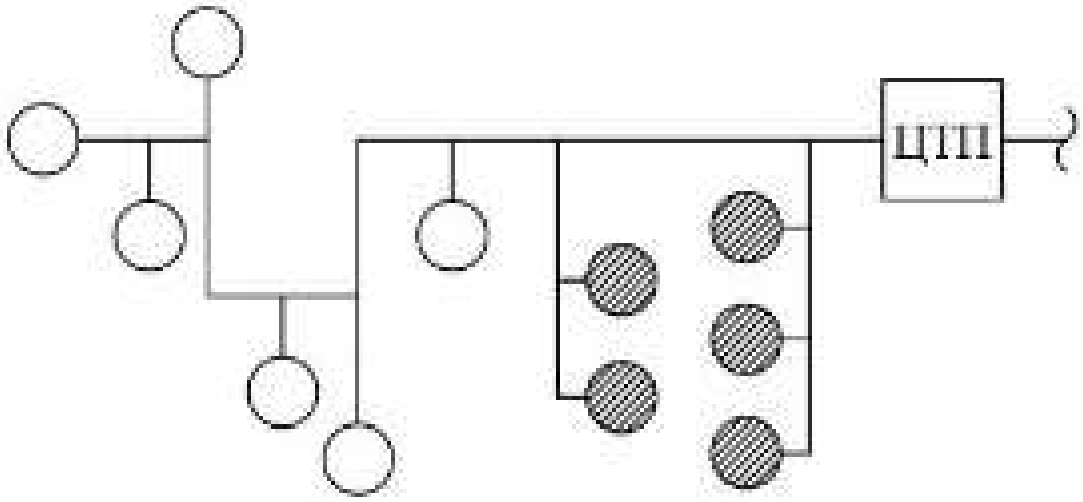


Рис. 3. 1 варіант.

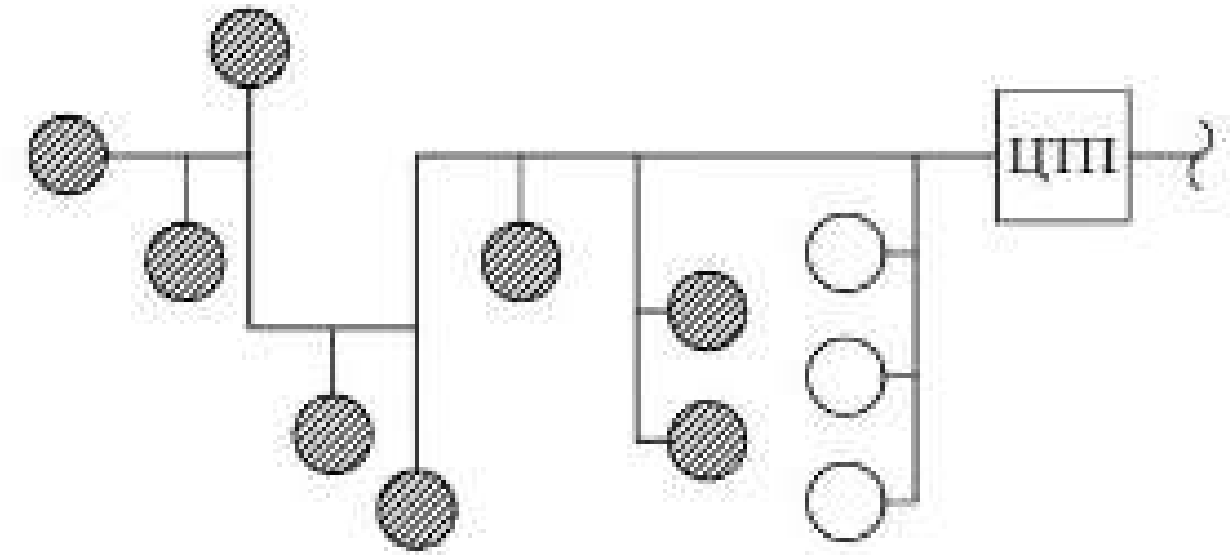


Рис. 4. 2 варіант.

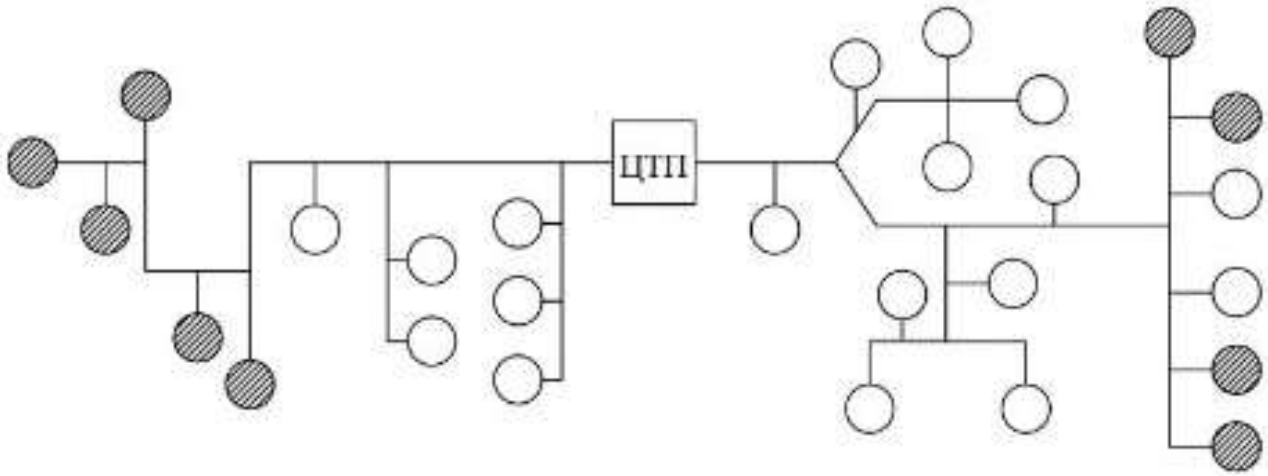


Рис. 5. 3 варіант.

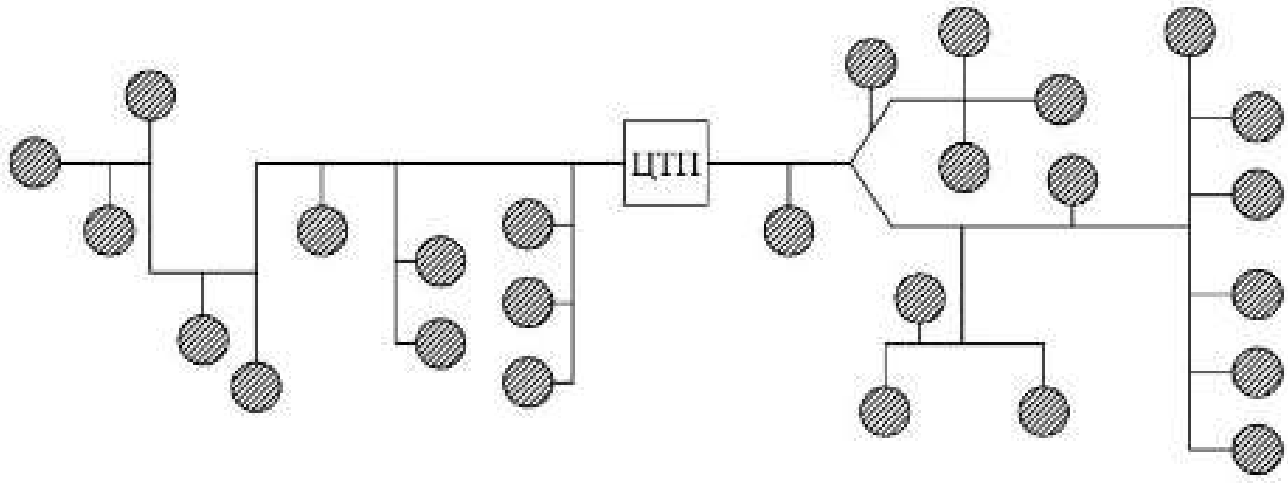


Рис. 6. 4 варіант.

Визначимо температури в точці вилому графіка температур та витрати теплоносія через І ступінь по п’яти варіантах утеплення для 522-го мікрорайону.

Початковий варіант

Гілка (0-1)

Подаючий трубопровід $Q_{0-1} = 92723$ Вт

Зворотний трубопровід $Q_{0-1} = 78558$ Вт

Спільні для гілки $Q_{0-1} = 171281$ Вт

Головна гілка $Q_{0-1} = 63638$ Вт

Друга гілка $Q_{0-1} = 62107$ Вт

Подаючий трубопровід

(0-1) Головна гілка $Q = 63638$ Вт

Друга гілка $Q = 63638$ Вт

Спільні для гілки $Q = 125835$ Вт

Зворотний трубопровід $Q = 125835 + 100167 = 226002$

Головна гілка $Q = 51224$ Вт

Друга гілка $Q = 48943$ Вт

Спільні для гілки $Q = 100167$ Вт

(0-19) Головна гілка $Q = 61910$ Вт

Друга гілка$Q = 36861$ Вт

Спільні для гілки $Q = 98771$ Вт

Зворотний трубопровід $Q = 98771 + 78174 = 17694$

Головна гілка$Q = 49174$ Вт

Друга гілка$Q = 29000$ Вт

Спільні для гілки $Q = 78174$ Вт

Спільні тепловитрати по м/р = 226002 + 176945 = 402947

(0-1) $\tau_2 = 69{,}69$; $G_1 = 93{,}96$ кг/с;

(0-19) $\tau_2 = 69{,}77$; $G_1 = 77{,}36$ кг/с;

$\tau_2^{\text{мр}} = (69{,}69 * 93{,}96 + 69{,}77 * 77{,}36)/(93{,}96 + 77{,}36) = 69{,}726$ °С ;

$G_{\text{мр}} = 171{,}32$ кг/с;

1 варіант

$\text{Ч}_{\sum} = 0{,}88$;

Тепловитрати трубопроводом:

Подаючий трубопровід:

(0-19) Головна гілка$Q = 61690$ Вт

Друга гілка $Q = 36805$ Вт

Спільні для гілки $Q = 98495$ Вт

Головна гілка$Q = 35421$ Вт

Друга гілка $Q = 25238$ Вт

Спільні для гілки $Q = 60659$ Вт

Зворотний трубопровід $Q = 98495 + 60659 = 159154$

(0-1) В цілому по гілці = 226002

1 варіант по м/р $Q = 159154 + 226002 = 385156$

(0-19) $\tau_2 = 62{,}37$; $G_1 = 46{,}22$ кг/с;

(0-1) $\tau_2 = 69{,}69$; $G_1 = 93{,}96$ кг/с;

$\tau_2^{\text{мр}} = (62{,}37 * 46{,}22 + 69{,}69 * 83{,}86)/(46{,}22 + 93{,}96) = 62{,}28$ °С ;

$G_{\text{мр}} = 140{,}18$ кг/с;

2 варіант

Подаючий трубопровід:

(0-19) Головна гілка $Q = 61814$ Вт

Друга гілка $Q = 36817$ Вт

Зворотний трубопровід :

Головна гілка $Q = 47433$ Вт

Друга гілка $Q = 22827$ Вт

Спільні для гілки $Q = 69660$ Вт

Сума $Q = 98631 + 69660 = 168291$

$\tau_2 = 63{,}9$; $G_1 = 48{,}7$кг/с;

(0-19) $Q = 226002$ Вт

$\tau_2 = 69{,}69$; $G_1 = 93{,}86$ кг/с;

2 варіант по м/р $Q = 168291 + 226002 = 394293$

$\tau_2^{\text{мр}} = (63{,}9 * 48{,}7 + 69{,}69 * 93{,}96)/(48{,}7 + 93{,}96) =$ 67,713 °С ;

3 варіант

$\text{ч}_{\sum} = 0{,}88$;

Тепловитрати трубопроводом

Подаючий трубопровід:

(0-19) Головна гілка $Q = 61701$ Вт

Друга гілка $Q = 36823$ Вт

Спільні для гілки $Q = 98524$ Вт

Зворотний трубопровід:

Головна гілка $Q = 38723$ Вт

Друга гілка $Q = 28572$ Вт

Спільні для гілки $Q = 67295$ Вт

$\tau_2 = 66{,}73$; $G_1 = 59{,}51$ кг/с;

В цілому по гілці $Q = 98524 + 67295 = 165819$ Вт

Подаючий трубопровід:

(0-1) Головна гілка $Q = 56724$ Вт

Друга гілка $Q = 68301$ Вт

Спільні для гілки $Q = 125025$ Вт

Зворотний трубопровід:

Головна гілка $Q = 40748$ Вт

Друга гілка $Q = 51308$ Вт

Спільні для гілки $Q = 92049$ Вт

$\tau_2 = 67{,}95$; $G_1 = 78{,}54$ кг/с;

В цілому по гілці $Q = 125025 + 92049 = 217074$ Вт

3 варіант по м/р $Q = 165819 + 217074 = 382893$

$\tau_2^{\text{мр}} = (66{,}73 * 59{,}51 + 67{,}95 * 78{,}54)/138{,}05 = 67{,}42$ °С ;

$G_{\text{мр}} = 138{,}05$ кг/с;

4 варіант

$\mu_{\Sigma} = 0{,}6$; Утеплені всі будівлі мікрорайону.

Тепловитрати трубопроводом

Подаючий трубопровід:

(0-19) Головна гілка $Q = 61648$ Вт

Друга гілка $Q = 36777$ Вт

Спільні для гілки $Q = 98425$ Вт

Зворотний трубопровід:

Головна гілка $Q = 35644$ Вт

Друга гілка $Q = 21577$ Вт

Спільні для гілки $Q = 57221$ Вт

$\tau_2 = 52{,}88$; $G_1 = 28{,}47$ кг/с;

В цілому по гілці $Q = 98425 + 57221 = 155646$ Вт

Подаючий трубопровід:

(0-1) Головна гілка $Q = 56656$ Вт

Друга гілка $Q = 68161$ Вт

Спільні для гілки $Q = 124817$ Вт

Зворотний трубопровід:

Головна гілка $Q = 33198$ Вт

Друга гілка$Q = 40469$ Вт

Спільні для гілки $Q = 77667$ Вт

$\tau_2 = 53{,}02$; $G_1 = 34{,}81$ кг/с;

В цілому по гілці $Q = 124817 + 77667 = 198484$ Вт

4 варіант по м/р $Q = 155646 + 198484 = 354130$

$\tau_2^{\text{мр}} = (52{,}88 * 28{,}47 + 53{,}02 * 34{,}81)/63{,}28 = 52{,}96$ °С ;

$G_{\text{мр}} = 63{,}28$ кг/с;

Таблиця 2

Зведення отриманих значень тепловитрат, витрат теплоносія та температури по варіантам утеплення

Назва параметру	Початковий (без утепл.)	Варіанти з утепленням будівель			
		1. μ = 0,88	2. μ = 0,88	3. μ = 0,88	4. μ = 0,6
Тепловитрати в мережі, Вт	402947	385156	394293	382893	354130
Витрати теплоносія, кг/с. Без урахування роботи ВПУ	171,32	140,18	142,66	138,05	63,28
Температура в зворотньому трубопроводі на вході в ЦТП	69,726	62,28	67,713	67,42	52,96

РОЗДІЛ 3
ПРИЄДНАННЯ СПОЖИВАЧІВ ДО ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Тепловим пунктом називається комплексом інженерного обладнання, яке з'єднує теплові мережі з споживачами тепла і призначене для прийому, підготовки, розподілу, перерегулювання та обліку теплоносія.

Теплові точки індивідуальні (ІТП) та центральні (ЦТП). ІТП влаштовуються безпосередньо в будинках, де розташовані споживачі тепла (опалення, гаряча вода, вентиляція та кондиціонування). ЦТП розміщується в окремій будівлі для обслуговування групи будівель (мікрорайон, квартал). [2, С.67] За характером роботи центральні теплові точки можна поділити на такі групи:

1) для приготування води з температурою не нижче 55 ° С для системи гарячого водопостачання;

2) для приготування теплоносія з температурою 95-105 ° С для системи опалення;

3) для підготовки води та теплоносія та для системи гарячого водопостачання та для системи опалення.

Підключення локальних систем водяного опалення здійснюється за незалежними (рис. 7) або незалежними схемами. У залежних схемах гідравлічний режим теплоносія в локальній системі визначається гідравлічним режимом теплоносія в тепловій мережі. Схема, показана на рис. 7., але не знижуючи температуру на вході, використовується для систем опалення для виробничих будівель, пралень, спортзалів, басейнів, комерційних приміщень об'ємом понад 500 м3, а також для житлових, громадські будівлі, якщо проектна температура в трубопроводі подачі не перевищує 105 ° С.

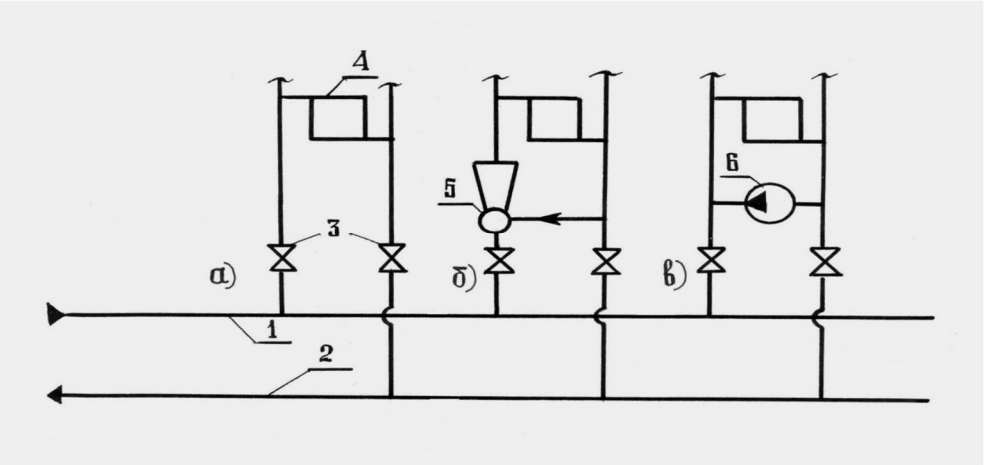


Рис. 7. - Залежне приєднання систем опалення до теплових мереж:

а – без зниження температури на вводі; б – зі зниженням температури мережної води за допомогою водоструминного елеватора; в – зі зниженням температури за допомогою підмішуючого насоса; 1, 2 – подавальний й зворотний трубопроводи теплової мережі; 3 – засувка; 4 – опалювальний прилад; 5 – елеватор; 6 – підмішуючий насос.

Зниження температури на вході в систему опалення забезпечується змішуванням потоків води з трубопроводу подачі тепла та із зворотного трубопроводу системи опалення. У разі втрат тиску в локальній системі до 0,15 МПа застосовується залежна схема з водяним струменевим елеватором (рис. 7б). Одним з недоліків струменевих ліфтів води є низький гідравлічний ККД, який впливає на величину втрат тисячі теплоносія. Коли тиск в мережі опалення недостатній для роботи елеватора або при втратах тиску в локальній системі, що перевищує 0,15 МПа, застосовуються змішувальні насоси, які встановлюються на перемичку між підвідним і зворотним трубопроводами системи опалення (Рис. 7, в). [4]

Незалежне підключення (рис. 8) здійснюється за допомогою теплообмінного апарату, в якому теплоносій для локальної системи опалення нагрівається до необхідної температури теплоносієм з теплової

мережі. Необхідні параметри гідравлічного режиму (тиск, витрата) в локальній системі забезпечуються спеціальними насосами.

При відкритих теплових системах локальні системи гарячої води безпосередньо підключені до теплових мереж.

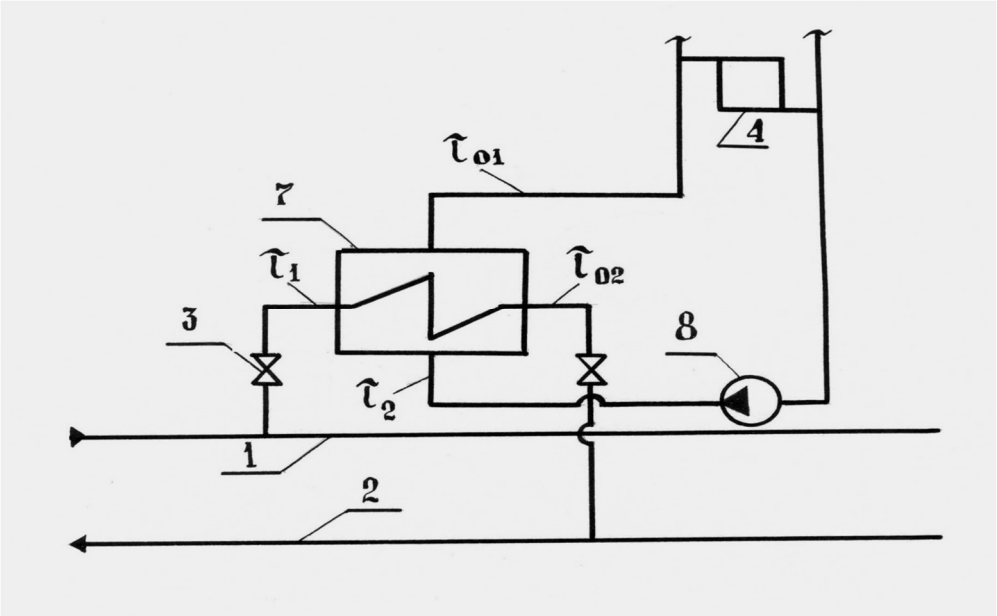


Рис. 8.- Незалежне приєднання систем опалення до теплових мереж: 4 – опалювальний прилад; 8 – циркуляційний насос опалення; інші позначення див. на рис. 7.

У закритих системах теплопостачання водопровідні трубопроводи підключаються до теплових мереж за допомогою пароводяних теплообмінників у парових мережах та у водомережах у водопровідних мережах. У таких пристроях через передачу тепла від нагрівальної теплоносія холодна вода нагрівається. Теплообмінники встановлюються або в окремому тепловому пункті, через який нагріта вода потрапляє в систему окремої будівлі, або в груповий (центральний) тепловий пункт, з

якого нагрівається мережа труб до декількох будинків.

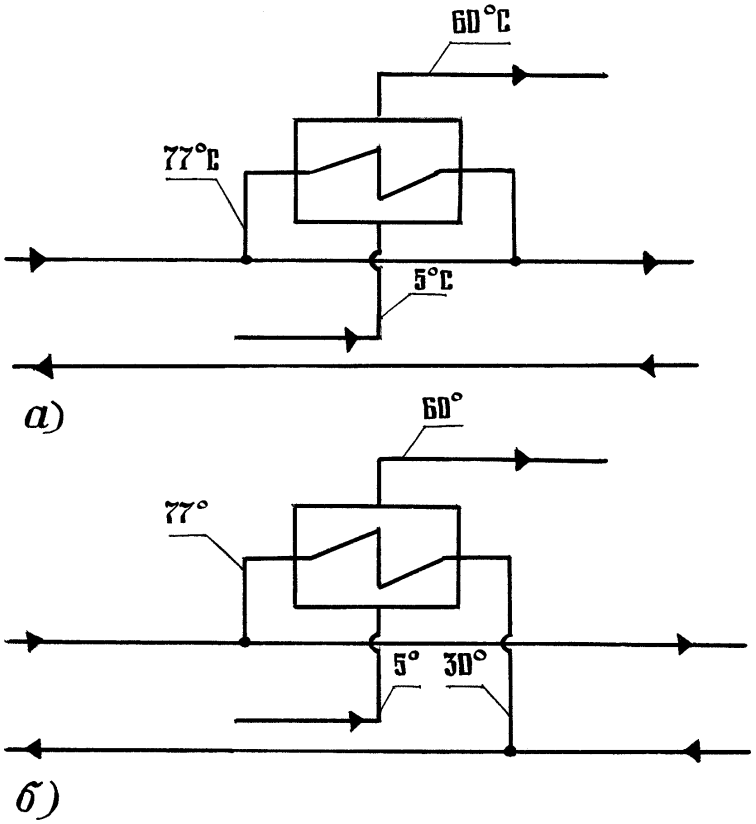


Рис. 9. Одноступінчасті схеми приєднання водопідігрівачів до закритих теплових мереж: а - паралельна; б – передвключена

Вибір схеми підключення підігрівачів гарячої води визначається співвідношенням максимальних потоків тепла для гарячого водопостачання та опалення:

$$\beta = \frac{Q_{h,max}}{Q_{o,max}}, \qquad (2.1)$$

Одноступінчасті схеми підключення показані на рис. 10. Рекомендується використовувати паралельну схему, якщо витрата тепла для відкачування гарячої води значно перевищує споживання тепла на опалення $\beta > 1.2$.

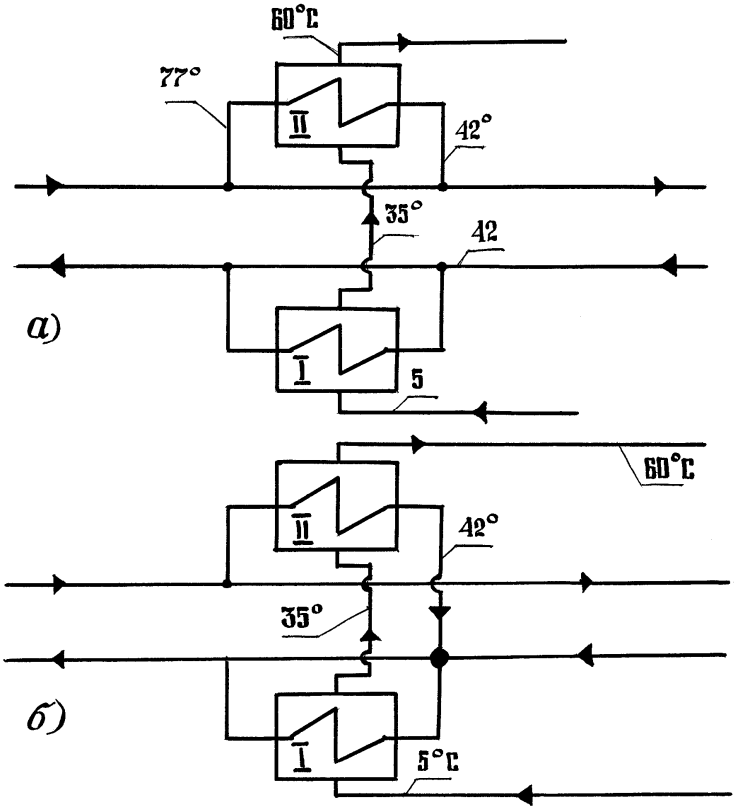


Рис. 10. - Двоступінчасті схеми приєднання водопідігрівачів до закритих теплових мереж: а- послідовна; б- змішана

У випадках, коли навантаження на систему гарячої води незначна порівняно з тепловим навантаженням системи опалення (), використовується попередньо підключена система підключення.

Двоступеневі схеми (рис. 10.) вводяться для використання при приготуванні гарячої води тепла, що міститься в теплоносії зворотних трубопроводів системи опалення. Це більш повне використання тепла в локальних системах зменшить необхідні витрати теплоносія і, отже, зменшить витрату металу на зовнішні теплові мережі.

При співвідношенні навантаження рекомендується двоступеневий послідовний контур. При цьому підключення до теплових мереж в апараті теплообмінника першого етапу водонагрівальної установки холодна вода охолоджується до температури 25-35оС теплоносієм із зворотного трубопроводу системи опалення. Теплообмінник другого ступеня

використовується для нагрівання цієї води до необхідної температури 55-60оС відповідно до стандартних матеріалів. Нагрівальним середовищем на цьому етапі є теплоносій з трубопроводу подачі тепла. Завдяки передачі тепла, охолоджувач подається в систему опалення.

При значеннях $0.6 < \beta < 1.2$ більш економічною є двоступінчаста змішана схема. На відміну від попередньої, у цій схемі нагрівання холодної води на першому етапі - це вода із зворотної труби опалювальної системи, змішаної з магістральною водою, охолодженою на другій стадії водогрійної системи. [11, С. 210] Робота теплообмінників першого ступеня виконується, як правило, без регулювання, і його те-плаваюче навантаження визначається потоком холодної води, а також витратою і початковою температура нагрівальної води. Теплові показники другого ступеня регулюються автоматичними регуляторами, які підтримують температуру гарячої води на виході водонагрівача на потрібному рівні.

Принципова схема центрального теплового пункту мікрорайону наведена на рис. 11. Для забезпечення роботи системи гарячого водопостачання, теплообмінників, циркуляційних та прискорювальних насосів, автоматики, контрольно-вимірювальних приладів , арматура, клапани та крани встановлені в тепловій точці. У випадках, коли тиск водопровідної води на вході до мікрорайону недостатній, встановлення припливних насосів забезпечується для забезпечення надійного водопостачання в схемах теплової точки. Такі насоси, як правило, обслуговують як системи холодної, так і гарячої води. Спільна установка зменшує кількість встановлених насосів та спрощує їх роботу та експлуатацію. Як правило, нагнітальний агрегат встановлюється перед теплообмінниками (у разі двоступеневих контурів водяної опалювальної установки - до другого ступеня). Одночасно на циркуляційному трубопроводі встановлюється циркуляційний насос для циркуляції гарячої води.

Для автоматичного підтримання температури гарячої води на виході водогрійної системи на встановленому рівні на схемах теплових

станцій можна встановити регулятори температури. Такі регулятори гідравлічні та електронні. Підтримання необхідної температури гарячої води здійснюється шляхом зміни потоку нагрівальної води через теплообмінний апарат водонагрівальних установок.

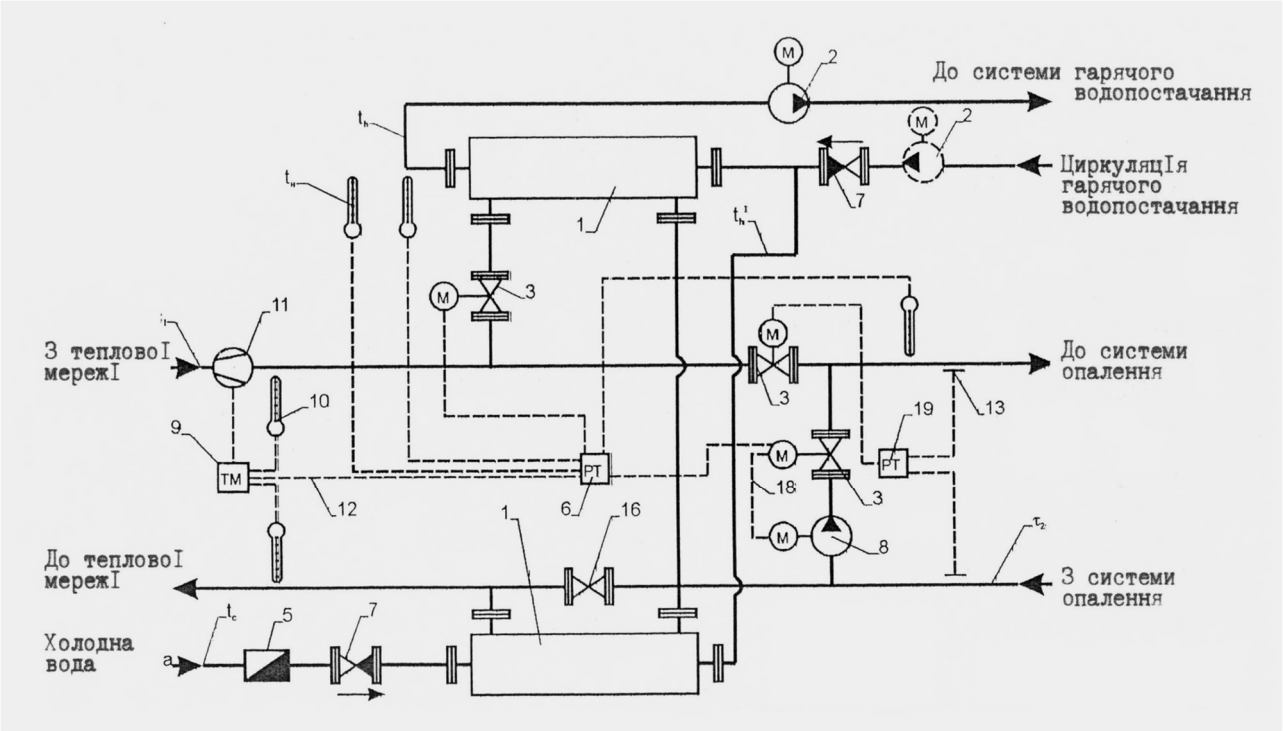


Рис. 11. - Принципова схема центрального теплового пункту з двоступінчастим приєднанням водонагрівачів гарячого водопостачання (ГВ): 1 – нагрівач ГВ; 2 – циркуляційний насос ГВ; 3 – регулюючий клапан з електроприводом; 4 – регулятор перепаду тиску; 5 – водомір холодної води; 6 – регулятор споживання 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.

Установки теплової автоматики також забезпечують постійний тиск у задній трубі опалювальної системи за допомогою регулятора тиску

і підтримують на постійному рівні подачу мережевої води для системи опалення за допомогою регулятора потоку.

Для обліку холодної води, спожитої для потреб гарячої води, в тепловій точці встановлюється лічильник холодної води, діаметр умовного проходу лічильника вибирається виходячи із середніх погодинних норм витрати води, які не повинні перевищувати робочих для цієї марки пристроїв. Лічильники теплової енергії встановлюються в теплових точках для обліку споживання тепла.

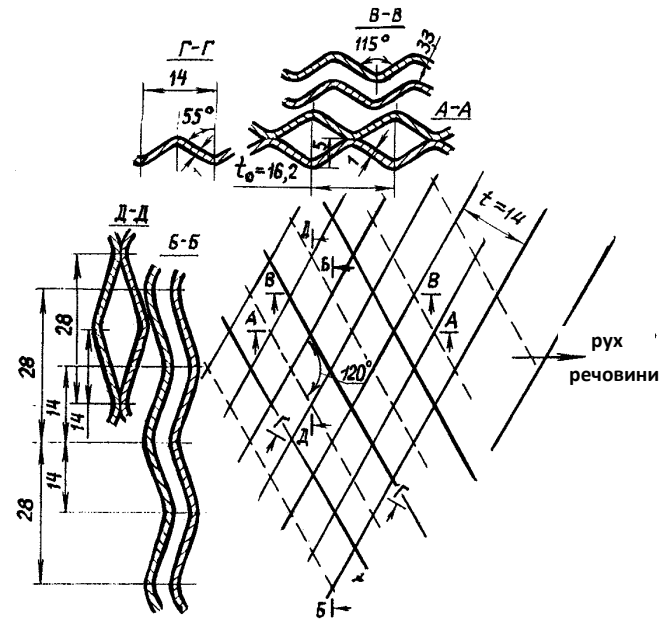


Рис.12. - Переріз міжпластинного каналу

Пластинчасті теплообмінники збираються з металевих гофрованих плит, з'єднаних із спільним пакетом. Між кожною парою сусідніх пластинів утворюється щілинний канал складної форми (рис. 12), по якому рухається речовина. Канали для нагрівання та холодної речовини чергуються між спільними боями, утворюючи систему паралельних каналів, в якій плита з одного бо-ку промивається нагрівальною речовиною, з іншого - холодною. Таким чином, процес передачі тепла відбувається через стінку плити. Завдяки рифленій поверхні пластин речовина при русі

по утвореному щілинному каналу виробляє складний хвилястий рух, що викликає турбулентність потоку. [10, С. 42] Порівнюючи рух речовини в протоці пластинчатого теплообмінника та в гладкій круглої трубі трубного пучка апарата трубчастих труб, у першому випадку досягається такий же рівень турбулентності при істотно менша швидкість речовини. Підвищена турбулентність забезпечує збільшення коефіцієнтів тепловіддачі між речовиною і стінкою каналу, а отже, збільшення коефіцієнтів тепловіддачі. Завдяки однаковому тепловому навантаженню при використанні пластинчастих теплообмінників потрібна менша площа поверхні теплообміну, що забезпечує менше металу та потужностей, ніж ємності з оболонки. Такий показник, як площа для встановлення теплообмінника, для пластинчастих теплообмінників приблизно в 3 рази менший, ніж для горизонтальних оболонок трубчастих водонагрівачів. На додаток до цих основних переваг, пластинні пристрої мають майже вдвічі довший термін експлуатації та довший термін експлуатації. Підвищена турбулентність потоку також знижує інтенсивність утворення шару відкладень на поверхні плит.

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 пластин наведені в табл. 3.

Таблиця 3

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, м2	0,0011	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

Теплообмінники випускаються у трьох варіантах: розбірний, напіврозбірний, розбірний.

У випадках, коли необхідно забезпечити доступ до поверхні плит для періодичного очищення від накипу та забруднень, використовуйте розбірні конструкції. Пластини таких пристроїв мають гумову прокладку для герметизації каналів між плитами. Кожна пластина має чотири кутові отвори, які, збираючи, утворюють чотири колектори в апараті (два для однієї речовини, два для іншого). Щоб організувати розподіл середовища по відповідних каналах, одна з пар отворів має гумове ущільнення, яке запобігає потраплянню речовини в отвір. [9]

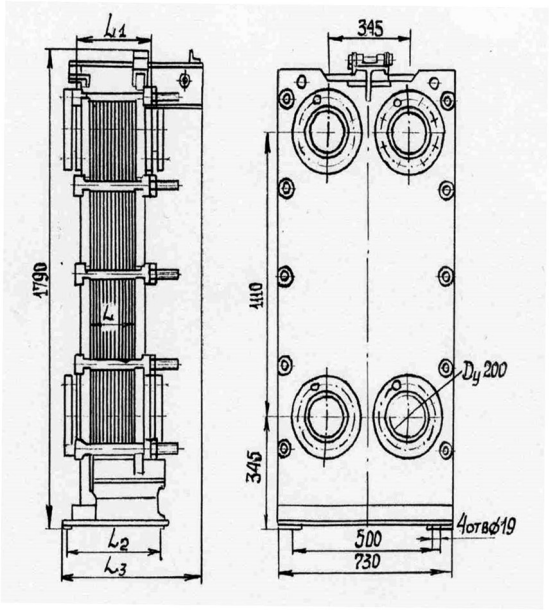


Рис. 13. Консольна конструкція опорної рами

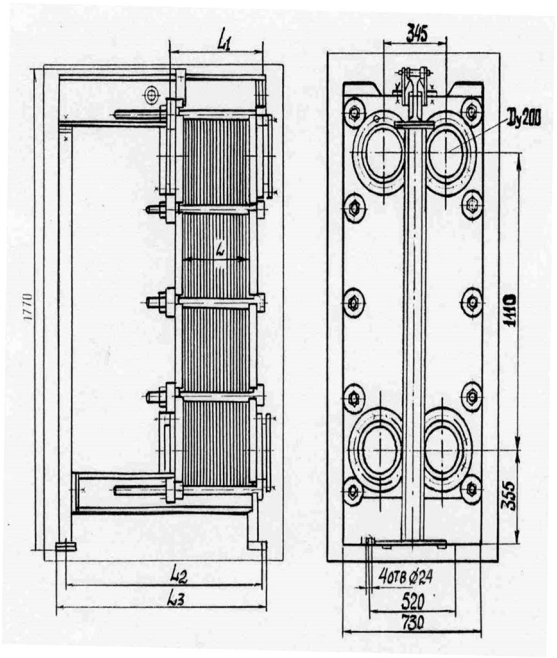


Рис. 14. Пластинчастий теплообмінний апарат на двохопорній рамі

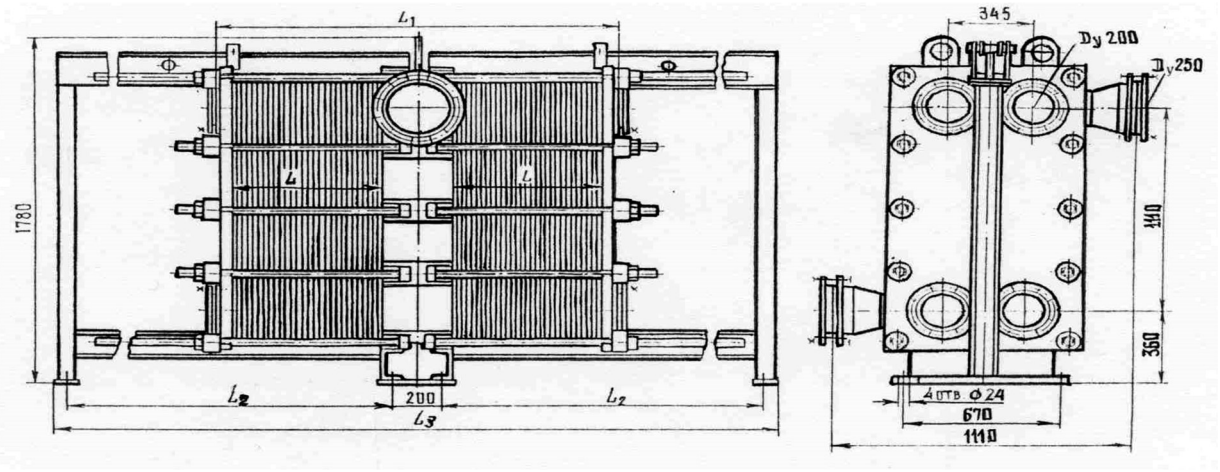


Рис. 15. Пластинчастий теплообмінник на триопорній рамі

Пластинчасті теплообмінники не вимагають установки спеціальних фундаментів, їх можна встановити прямо на підлогу з гідроізоляцією. Розбирання та очищення плит від забруднень проводиться в рамках апарату і вимагає значно менше часу та праці, ніж демонтаж та чистка, рівна площі поверхні трубчастого теплообмінника. [9]

Гумові прокладки мають обмежений термостійкість, через те, що прокладки мають термін зберігання приблизно два роки (порівняно з 10 років для плит). Тому розбірні пристрої слід застосовувати лише у випадках, коли обидва теплоносії (гарячі та холодні) мають значну здатність утворювати забруднювачі на плитах. Крім того, такі конструкції пристроїв розроблені для роботи при тиску $P \leq 1$ МПа.

У випадках, коли один з робочих середовищ, що беруть участь в теплообміні, не залишає забруднень на поверхні (хімічно оброблена вода теплових мереж, водяна пара тощо), а поверхня не потребує механічного очищення, застосовуються напіврозбірні пластини. Основний конструктивний елемент такого теплообмінника - це блок з двох зварених шарів. Зварювання виконується по периметру плит та по периметрах однієї пари кутових отворів контактним електричним зварюванням. Необхідна кількість таких блоків монтується на прути і з'єднується один з одним так само, як і у випадку розбірної конструкції, тобто шляхом стискання

окремих блоків гвинтом у загальний пакет. Точки ущільнення зварених контактних точок блоку та пари кутових отворів виготовляються за допомогою гумових прокладок. Таким чином пристрій створює нерозбірливі канали від руху однієї речовини і розбірні для можливості очищення поверхні пластин - від руху другої речовини. Такі пристрої розроблені для роботи при тиску до 1 МПа від розбірної площини і до і .6 МПа на звареному. [10, С. 13]

Умовою використання зварних (нерозбірних) теплообмінників є наявність нерозчинних відкладень на поверхнях теплопередачі під час роботи. Використання таких пристроїв допустимо до тиску в робочих середовищах 4 МПа.

Загальні технічні характеристики деяких пластинчастих теплообмінників, що використовуються в системах теплопостачання, наведені в табл. 4. Як приклад, в табл. 5 показані конструктивні характеристики розбірних пластинчастих пластинчастих теплообмінників, виготовлених на основі плит Р0,3 і Р0,6.

Таблиця 4

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

Продовження табл. 4

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 (max), мм	25	65	200	80	800	200	65	350
Припустимі температури середовищ, ^0C	10 до +100	20 до +100	20 до +100					

Таблиця 5

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

Продовження табл. 5

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

Продовження табл. 5

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

Кількість табличок в апараті та схема компонування визначаються на основі розрахунку конструкції. Існує кілька розрахункових методів: методика УкрНДІХІММАШ, розрахунок параметрів апарату з використанням коефіцієнта теплового ККД теплопередачі, графоаналітичний метод.

Згідно з широко використовуваною в літературі методикою УкрНДІ-ХІММАШ, попередньо вибравши розмір пластини, визначає значення раціональної швидкості руху кожного з робочих середовищ у каналах. Ця швидкість обчислюється з урахуванням значень прогнозованої інтенсивності передачі тепла та допустимої або визначеної в задачі проектування втрат тиску під час проходження теплоносія через теплообмінник.

РОЗДІЛ 3
ЗМІНА РЕЖИМІВ РОБОТИ ВОДОПІДІГРІВНОЇ УСТАНОВКИ ГА-РЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ПРИ УТЕПЛЕННІ БУДІ-ВЕЛЬ

3.1. Методика теплового і гідравлічного розрахунків пластинчатого теплообмінника

Метою розрахунку теплообмінника є визначення площі поверхні теплообмінника (кількості пластин), компонування каналів, розмірів апарату, гідравлічного опору та енергетичних витрат на транспортування речовин, обмінюваних апарат. Існує кілька методів розрахунку пластинчастих теплообмінників. Наступний спосіб описаний нижче. Спочатку виберіть тип плит. [12, 4] Розрахунок проводиться 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 спочатку потрібно взяти значення коефіцієнтів тепловіддачі від нагрівального середовища α1, гідравлічного опору ξ1, втрат тиску по шляху нагрівального середовища. Для води як першого наближення значення можна вибирати з інтервалами 1500≤α≤10000; 1,5≤ξ≤5.

Якщо втрати тиску не визначаються в проектних умовах, їх можна вибрати в межах 80000≤ ≤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.2.1);

ν_1 - коефіцієнт кінематичної в′язкості 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

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

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

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

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

Раціональна швидкість середовища, що нагрівається,

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

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

Критерій Рейнольдса для середовища, що гріється

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

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:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_e \tag{3.8}$$

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

Коефіцієнт теплопередачі

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

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

$$F_a = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}\ , \text{м}^2, \tag{3.10}$$

де Q – теплове навантаження теплообмінника, Вт;

Δt - середній логаріфмічний температурний напір

$$\Delta t = (\Delta t_Б - \Delta t_м) / [\ell n(\Delta t_Б / \Delta t_м)]\ , \tag{3.11}$$

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

Площа поперечного перерізу пакета:

а) з боку гріючого середовища

$$f_{n1} = G_T /(W_1 \cdot \rho_1)\ ; \tag{3.12}$$

б) з боку середовища, що нагрівається,

$$f_{fn2} = G_h /(W_2 \cdot \rho_2)\ . \tag{3.13}$$

Кількість каналів в одному пакеті:

а) для гріючого середовища

$$m_1 = f_{n1} / f_o\ ; \tag{3.14}$$

б) для середовища, що нагрівається,

$$m_2 = f_{n2} / f_o\ , \tag{3.15}$$

де f_o - площа поперечного перерізу міжпластинчастого каналу.

Кількість пластин в одному пакеті:

а) для гріючого середовища

$$n_1 = 2 \cdot m_1; \tag{3.16}$$

б) для середовища, що нагрівається,

$$n_2 = 2 \cdot m_2 . \tag{3.17}$$

Поверхня теплообміну одного пакету:

а) для гріючого середовища

$$F_{n1} = F_o \cdot n_1; \tag{3.18}$$

б) для середовища, що нагрівається,

$$F_{n2} = F_o \cdot n_2 . \tag{3.19}$$

Кількість пакетів у апараті:

а) для гріючого середовища

$$x_1 = F_a / F_{n1}, \tag{3.20}$$

б) для середовища, що нагрівається,

$$x_2 = F_a / F_{n2} . \tag{3.21}$$

Кількість пластин в апараті

$$n_a = (F_a + 2F_o) / F_o \tag{3.22}$$

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

$$f_{n1}^* = m_1^* \cdot f_o; \tag{3.23}$$

б) для середовища, що нагрівається,

$$f_{n2}^* = m_2^* \cdot f_o \tag{3.24}$$

Значення фактичної швидкості середовищ:

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

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 $\mathrm{Re}^* \rangle 50$; (3.29)

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

Якщо швидкість руху середовища в штуцері теплообмінника $W_ш \succ 2,5$ 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;

Швидкість гідравлічного опору штуцера

$$W_{ш1} = 4G_T /(\pi d_{ш}^2 \cdot \rho_1), \quad (3.33)$$

Швидкість у штуцерах середовища, що нагрівається

$$W_{ш2} = 4G_h /(\pi d_{ш}^2 \cdot \rho_2), \quad (3.34)$$

n – кількість штуцерів у теплообміннику для кожного середовища $n=n_2=2$.

Якщо обчислений загальний опір одного з носіїв істотно перевищує допустиме значення (для випадків, коли це вказано у проектній потужності), слід розглянути інші консенсусні рішення теплообмінника (наприклад, модифікація схеми пластини схема, вибір плит різної величини тощо).

3.2. Результати теплового і гідравлічних розрахунків пластинчатих теплообмінних апаратів підігрівної установки гарячого водопостачання

Нижче наведені розрахунки водопідігрівних установок в п’ятьох варіантах, виконані за описаною методикою. Враховано вхідні параметри, що залежать від обраних варіантів утеплення: температура в точці вилому графіка температур (стала температура мережної води в перехідний опалювальний період), витрати теплоносія через I ступінь та на входження в другий.

Таблиця 6. - загальні параметри для гідравлічного розрахунку водонагрівачів I і II ступенів в початковому варіанті без утеплення будівель при температурі в точці вилому графіка температур $\tau_2' = 69{,}73$°C, витратах теплоносія через I ступінь та на входження в другий $G_{tot} = 171{,}32$ кг/с.

Таблиця 6

Загальні параметри

№	Параметр		Зна-чення
1	Максимальні витрати теплоти на гаряче водопоста-чання	Q_{hr}^{h}	1,40E+07
3	Температура води у подаючому трубопроводі	τ_1	150,00
4	Температура води у зворотньому трубопроводі	τ_2	70,00
5	У точці вилома графіка 3	$\tau_1^{'}$	77,00
6	У точці вилома графіка 4	$\tau_2^{'}$	69,73
7	Витрати тепоти на опалення будинку	Q_0^{ρ}	2,06E+07
8	Недогрів води на 1 ступінь	$\Delta\tau_1$	12,00
9	Прийнята площа поверхні ТОА	F_0	0,30
10	Теплоємність води	C	4187,00
11	Температура холодної води	t_x	5,00
12	Температура гарячої води	$t_Г$	60,00
13	Температура гарячої води після I ступеня	t_I^h	30,00
14	Теплове навантаження I ступеня	Q_h^I	6,37E+06
15	Теплове навантаження II ступеня	Q_{II}^h	7,64E+06
16	Температура теплоносія після I ступеня	$t_2^{''}$	53,65
17	Витрати теплоносія на гаряче водопостачання через II ступінь	G^w	250,79
18	Витрати теплоносія через I ступінь та на входження в II ступінь	G^{tot}	171,32

Результати гідравлічного розрахунку теплообмінників першого та другого ступенів – у таблицях 7 і 8

Таблиця 7

Результати розрахунку першого ступеню

1 ступінь			1 ступінь			1 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення
1	$\tau_2^{'}$	60,85	22	$\alpha_{T,P}^{I}$	9254,15	43	$f_{h,ф}$	0,12
2	Δt	47,33	23	α_h^I	2000,00	44	$f_{T,ф}$	0,50
3	Δp_T^I	10000,00	24	W_h^I	0,48	45	$W_{T,ф}$	0,34
4	α_T^I	30000,00	25	Re_h^I	3490,91	46	$W_{h,ф}$	0,48
5	ξ_T	1,50	26	Nu_h^I	148,30	47	$Re_{h,ф,}^{I}$	3490,91
6	$\bar{\tau}_2$	65,29	27	$\alpha_{h,p}^{I}$	10751,68	48	$Nu_{h,ф}^{I}$	148,30
7	λ_T^I	0,63	28	$\delta_{ст}/\lambda_{ст}$	0,00006	49	$\alpha_{h,ф}^{I}$	10751,68
8	ν_T^I	0,00	29	r_1	0,00023	50	$K_ф^I$	1343,96
9	Pr	4,00	30	r_2	0,00025	51	$F_ф^I$	100,06
10	ρ	993,00	31	K_I	1343,96	52	$X_{T,ф}$	0,37
11	$\bar{t_I}$	17,50	32	F_I	394,67	53	$X_{h,ф}$	1,57
12	λ_h^I	0,58	33	$f_{n,t}$	0,50	54	$\xi_{T,ф}$	2,53
13	ν_h^I	0,00	34	$f_{n,h}$	0,12	55	$\xi_{h,ф}$	2,51
14	Pr_h^1	7,80	35	m_T	453,66	56	Δp_T^I	6860,82
15	C	4200,00	36	m_h	106,35	57	Δp_h^I	56582,76
16	ρ	998,00	37	n_T	907,31			

Продовження табл. 7

17	t_{cm}	41,39	38	n_h	212,70
18	$Pr_{ст}$	7,00	39	F_T	272,19
19	W_T^I	0,34	40	F_h	63,81
20	Re_T^I	3440,00	41	X_T	1,45
21	Nu_T^I	117,51	42	X_h	6,19

Таблиця 8

Результати розрахунку другого ступеня

2 ступінь			2 ступінь			2 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення
1	$\tau_2^{''}$	69,73	22	Re_h^{II}	5080,00	43	$\alpha_{T,Ф}^{II}$	13192,58
2	Δt_{II}	51,21	23	Nu_h^{II}	160,26	44	$Re_{h,ф}^{II}$	5080,00
3	$\bar{\tau}_{II}$	73,36	24	$\alpha_{h,p}^{II}$	12820,93	45	$Nu_{h,ф}^{II}$	124,36
4	λ_T^{II}	0,65	25	K_{II}	1434,33	46	$\alpha_{h,Ф}^{II}$	9948,65
5	ν_T^{II}	0,00	26	F_{II}	103,98	47	$K_ф^{II}$	1390,21
6	Pr_T^{II}	3,02	27	$f_{n,t}$	0,59	48	F_{II}	107,28
7	ρ	983,20	28	$f_{n,h}$	0,15	49	$\xi_{T,ф}$	1,63
8	C	4203,00	29	m_T^{II}	536,43	50	$\xi_{h,ф}$	1,78
9	$\bar{t}_{II}$	45,00	30	m_h^{II}	135,07	51	Δp_T^{II}	6074,99
10	λ_h^{II}	0,64	31	n_T^{II}	1072,86	52	Δp_h^{II}	20475,98
11	ν_h^{II}	0,00	32	n_h^{II}	270,13	53	Δp_T	12935,81

Продовження табл. 8

12	Pr_h^{II}	4,00	33	F_T	321,86	54	Δp_h	77058,74
13	ρ	990,00	34	F_h	81,04			
14	C	4194,00	35	X_T	0,32			
15	$t_{\text{ст}}^{II}$	59,18	36	X_h	1,28			
16	$Pr_{\text{ст}}^{II}$	3,68	37	$\text{f}_{T,\text{ф}}$	0,59			
17	W_{T}^{II}	0,43	38	$\text{f}_{h,\text{ф}}$	0,15			
18	Re_{T}^{II}	7184,94	39	$\text{W}_{T,\text{ф}}$	0,43			
19	Nu_T^{II}	161,28	40	$\text{W}_{h,\text{ф}}$	0,38			
20	$\alpha_{T,P}^{II}$	13124,56	41	$Re_{T,\text{ф},}^{II}$	7234,63			
21	W_h^{II}	0,38	42	$Nu_{T,\text{ф}}^{II}$	162,12			

Таблиця 9. - загальні параметри для гідравлічного розрахунку водонагрівачів I і II ступенів в першому варіанті утеплення будівель з коефіцієнтом утеплення μ = 0,88 при температурі в точці вилому графіка температур τ_2' = 62,28°C, витратах теплоносія через I ступінь та на входження в другий G_{tot} = 140,18 кг/с.

Таблиця 9

№	Параметр		Значення
1	Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання	Q_{hr}^h	1,40E+07
3	Температура води у подаючому трубопроводі	τ_1	150,00
4	Температура води у зворотньому трубопроводі	τ_2	70,00
5	У точці вилома графіка 3	$\tau_1^{'}$	77,00

Продовження табл. 9

6	У точці вилома графіка 4	$\tau_2^{'}$	62,28
7	Витрати тепоти на опалення будинку	Q_0^{ρ}	2,06E+07
8	Недогрів води на 1 ступінь	$\Delta\tau_1$	12,00
9	Прийнята площа поверхні ТОА	F_0	0,30
10	Теплоємність води	C	4187,00
11	Температура холодної води	t_x	5,00
12	Температура гарячої води	$t_Г$	60,00
13	Температура гарячої води після I ступеня	t_I^h	30,00
14	Теплове навантаження I ступеня	Q_h^I	6,37E+06
15	Теплове навантаження II ступеня	Q_{II}^h	7,64E+06
16	Температура теплоносія після I ступеня	$t_2^{''}$	53,65
17	Витрати теплоносія на гаряче водопостачання через II ступінь	G^w	250,79
18	Витрати теплоносія через I ступінь та на входження в II ступінь	G^{tot}	140,18

Результати гідравлічного розрахунку теплообмінників першого та другого ступенів – у таблицях 10 і 11.

Таблиця 10

Результати розрахунку першого ступеню

1 ступінь			1 ступінь			1 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Па-рам.	Зна-чення

1 ступінь			1 ступінь			1 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Па-рам.	Зна-чення
1	$\tau_2^{'}$	51,44	22	$\alpha_{T,P}^{I}$	9254,15	43	$f_{h,ф}$	0,12
2	Δt	38,93	23	α_h^I	2000,00	44	$f_{T,ф}$	0,41
3	Δp_T^I	10000,00	24	W_h^I	0,48	45	$W_{T,ф}$	0,34
4	α_T^I	30000,00	25	Re_h^I	3490,91	46	$W_{h,ф}$	0,48
5	ξ_T	1,50	26	Nu_h^I	148,30	47	$Re_{h,ф,}^I$	3490,91
6	$\bar{\tau}_2$	56,86	27	$\alpha_{h,p}^I$	10751,68	48	$Nu_{h,ф}^I$	148,30
7	λ_T^I	0,63	28	$\delta_{ст}/\lambda_{ст}$	0,00006	49	$\alpha_{h,ф}^I$	10751,68
8	ν_T^I	0,00	29	r_1	0,00023	50	$K_ф^I$	1343,96
9	Pr	4,00	30	r_2	0,00025	51	$F_ф^I$	121,65
10	ρ	993,00	31	K_I	1343,96	52	$X_{T,ф}$	0,55
11	$\bar{t_I}$	17,50	32	F_I	394,67	53	$X_{h,ф}$	1,91
12	λ_h^I	0,58	33	$f_{n,t}$	0,41	54	$\xi_{T,ф}$	2,53
13	ν_h^I	0,00	34	$f_{n,h}$	0,12	55	$\xi_{h,ф}$	2,51
14	Pr_h^1	7,80	35	m_T	371,20	56	Δp_T^I	10194,70
15	C	4200,00	36	m_h	106,35	57	Δp_h^I	68795,54
16	ρ	998,00	37	n_T	742,39			

Продовження табл. 10

17	t_{cm}	37,18	38	n_h	212,70
18	$Pr_{ст}$	7,00	39	F_T	222,72
19	$W_{Т}^{I}$	0,34	40	F_h	63,81
20	$Re_{Т}^{I}$	3440,00	41	X_T	1,77
21	$Nu_{Т}^{I}$	117,51	42	X_h	6,19

Таблиця 11

Результати розрахунку другого ступеня

2 ступінь			2 ступінь			2 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення
1	$\tau_2^{''}$	62,28	22	Re_h^{II}	5080,00	43	$\alpha_{T,Ф}^{II}$	13192,58
2	Δt_{II}	43,59	23	Nu_h^{II}	160,26	44	$Re_{h,ф}^{II}$	5080,00
3	$\bar{\tau}_{II}$	69,64	24	$\alpha_{h,p}^{II}$	12820,93	45	$Nu_{h,ф}^{II}$	124,36
4	λ_T^{II}	0,65	25	K_{II}	1434,33	46	$\alpha_{h,Ф}^{II}$	9948,65
5	ν_T^{II}	0,00	26	F_{II}	122,16	47	$K_{ф}^{II}$	1390,21
6	Pr_T^{II}	3,02	27	$f_{n,t}$	0,29	48	F_{II}	126,04
7	ρ	983,20	28	$f_{n,h}$	0,15	49	$\xi_{T,ф}$	1,63
8	C	4203,00	29	$m_{Т}^{II}$	265,08	50	$\xi_{h,ф}$	1,78
9	$\bar{t}_{II}$	45,00	30	m_h^{II}	135,07	51	Δp_T^{II}	14442,98
10	λ_h^{II}	0,64	31	$n_{Т}^{II}$	530,16	52	Δp_h^{II}	24055,88
11	ν_h^{II}	0,00	32	n_h^{II}	270,13	53	Δp_T	24637,67

Продовження табл. 11

12	Pr_h^{II}	4,00	33	F_T	159,05	54	Δp_h	92851,42
13	ρ	990,00	34	F_h	81,04			
14	C	4194,00	35	X_T	0,77			
15	$t_{\text{ст}}^{II}$	57,32	36	X_h	1,51			
16	$Pr_{\text{ст}}^{II}$	3,68	37	$\text{f}_{T,\text{ф}}$	0,29			
17	W_{T}^{II}	0,43	38	$\text{f}_{h,\text{ф}}$	0,15			
18	Re_{T}^{II}	7184,94	39	$\text{W}_{T,\text{ф}}$	0,43			
19	Nu_T^{II}	161,28	40	$\text{W}_{h,\text{ф}}$	0,38			
20	$\alpha_{T,P}^{II}$	13124,56	41	$Re_{T,\text{ф},}^{II}$	7234,63			
21	W_h^{II}	0,38	42	$Nu_{T,\text{ф}}^{II}$	162,12			

Таблиця 12. - загальні параметри для гідравлічного розрахунку водонагрівачів I і II ступенів в другому варіанті утеплення будівель з коефіцієнтом утеплення μ = 0,88 при температурі в точці вилому графіка температур τ_2' = 67,72°С, витратах теплоносія через I ступінь та на входження в другий G_{tot} = 142,66 кг/с.

Таблиця 12

№	Параметр		Значення
1	Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання	Q_{hr}^h	1,40E+07
3	Температура води у подаючому трубопроводі	τ_1	150,00
4	Температура води у зворотньому трубопроводі	τ_2	70,00
5	У точці вилома графіка 3	$\tau_1^{'}$	77,00

Продовження табл. 12

6	У точці вилома графіка 4	$\tau_2^{'}$	67,72
7	Витрати тепоти на опалення будинку	Q_0^{ρ}	2,06E+07
8	Недогрів води на 1 ступінь	$\Delta\tau_1$	12,00
9	Прийнята площа поверхні ТОА	F_0	0,30
10	Теплоємність води	C	4187,00
11	Температура холодної води	t_x	5,00
12	Температура гарячої води	$t_Г$	60,00
13	Температура гарячої води після I ступеня	t_I^h	30,00
14	Теплове навантаження I ступеня	Q_h^I	6,37E+06
15	Теплове навантаження II ступеня	Q_{II}^h	7,64E+06
16	Температура теплоносія після I ступеня	$t_2^{''}$	53,65
17	Витрати теплоносія на гаряче водопостачання через II ступінь	G^w	250,79
18	Витрати теплоносія через I ступінь та на входження в II ступінь	G^{tot}	142,66

Результати гідравлічного розрахунку теплообмінників першого та другого ступенів – у таблицях 13 і 14.

Таблиця 13

Результати розрахунку першого ступеню

1 ступінь			1 ступінь			1 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Па-рам.	Зна-чення

Продовження табл. 13

1	$\tau_2^{'}$	57,06	22	$\alpha_{T,P}^{I}$	9254,15	43	$f_{h,ф}$	0,12
2	Δt	44,50	23	α_{h}^{I}	2000,00	44	$f_{T,ф}$	0,42
3	Δp_T^I	10000,00	24	W_h^I	0,48	45	$W_{T,ф}$	0,34
4	α_T^I	30000,00	25	Re_h^I	3490,91	46	$W_{h,ф}$	0,48
5	ξ_T	1,50	26	Nu_h^I	148,30	47	$Re_{h,ф,}^I$	3490,91
6	$\bar{\tau}_2$	62,39	27	$\alpha_{h,p}^I$	10751,68	48	$Nu_{h,ф}^I$	148,30
7	λ_T^I	0,63	28	$\delta_{ст}/\lambda_{ст}$	0,00006	49	$\alpha_{h,ф}^I$	10751,68
8	ν_T^I	0,00	29	r_1	0,00023	50	$K_ф^I$	1343,96
9	Pr	4,00	30	r_2	0,00025	51	$F_ф^I$	106,43
10	ρ	993,00	31	K_I	1343,96	52	$X_{T,ф}$	0,47
11	$\bar{t}_I$	17,50	32	F_I	394,67	53	$X_{h,ф}$	1,67
12	λ_h^I	0,58	33	$f_{n,t}$	0,42	54	$\xi_{T,ф}$	2,53
13	ν_h^I	0,00	34	$f_{n,h}$	0,12	55	$\xi_{h,ф}$	2,51
14	Pr_h^1	7,80	35	m_T	377,76	56	Δp_T^I	8763,47
15	C	4200,00	36	m_h	106,35	57	Δp_h^I	60183,62
16	ρ	998,00	37	n_T	755,53			
17	t_{cm}	39,94	38	n_h	212,70			
18	$Pr_{ст}$	7,00	39	F_T	226,66			
19	W_T^I	0,34	40	F_h	63,81			
20	Re_T^I	3440,00	41	X_T	1,74			
21	Nu_T^I	117,51	42	X_h	6,19			

Таблиця 14

Результати розрахунку другого ступеню

2 ступінь			2 ступінь			2 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення
1	τ_2''	67,71	22	Re_h^{II}	5080,00	43	$\alpha_{T,\Phi}^{II}$	13192,58
2	Δt_{II}	49,16	23	Nu_h^{II}	160,26	44	$Re_{h,\phi}^{II}$	5080,00
3	$\bar{\tau}_{\text{II}}$	72,36	24	$\alpha_{h,p}^{II}$	12820,93	45	$Nu_{h,\phi}^{II}$	124,36
4	λ_T^{II}	0,65	25	K_{II}	1434,33	46	$\alpha_{h,\Phi}^{II}$	9948,65
5	ν_T^{II}	0,00	26	F_{II}	108,33	47	K_{ϕ}^{II}	1390,21
6	Pr_T^{II}	3,02	27	$\text{f}_{n,t}$	0,46	48	F_{II}	111,76
7	ρ	983,20	28	$\text{f}_{n,h}$	0,15	49	$\xi_{T,\phi}$	1,63
8	C	4203,00	29	m_{T}^{II}	420,16	50	$\xi_{h,\phi}$	1,78
9	$\bar{t}_{\text{II}}$	45,00	30	m_h^{II}	135,07	51	Δp_T^{II}	8080,42
10	λ_h^{II}	0,64	31	n_{T}^{II}	840,32	52	Δp_h^{II}	21331,95
11	ν_h^{II}	0,00	32	n_h^{II}	270,13	53	Δp_T	16843,89
12	Pr_h^{II}	4,00	33	F_T	252,09	54	Δp_h	81515,57
13	ρ	990,00	34	F_h	81,04			
14	C	4194,00	35	X_T	0,43			
15	$t_{\text{ст}}^{II}$	58,68	36	X_h	1,34			
16	$Pr_{\text{ст}}^{II}$	3,68	37	$\text{f}_{T,\phi}$	0,46			
17	W_{T}^{II}	0,43	38	$\text{f}_{h,\phi}$	0,15			

Продовження табл. 14

18	Re_{T}^{II}	7184,94	39	$\text{W}_{T,\text{ф}}$	0,43
19	Nu_T^{II}	161,28	40	$\text{W}_{h,\text{ф}}$	0,38
20	$\alpha_{T,P}^{II}$	13124,56	41	$Re_{T,\text{ф},}^{II}$	7234,63
21	W_h^{II}	0,38	42	$Nu_{T,\text{ф}}^{II}$	162,12

Таблиця 15. - загальні параметри для гідравлічного розрахунку водонагрівачів I і II ступенів в третьому варіанті утеплення будівель з коефіцієнтом утеплення μ = 0,88 при температурі в точці вилому графіка температур τ_2' = 67,42°С витратах теплоносія через I ступінь та на входження в другий G_{tot} = 138,05кг/с.

Таблиця 15

№	Параметр		Значення
1	Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання	Q_{hr}^h	1,40E+07
3	Температура води у подаючому трубопроводі	τ_1	150,00
4	Температура води у зворотньому трубопроводі	τ_2	70,00
5	У точці вилома графіка 3	$\tau_1^{'}$	77,00
6	У точці вилома графіка 4	$\tau_2^{'}$	67,42
7	Витрати тепоти на опалення будинку	Q_0^{ρ}	2,06E+07
8	Недогрів води на 1 ступінь	$\Delta\tau_1$	12,00
9	Прийнята площа поверхні ТОА	F_0	0,30
10	Теплоємність води	C	4187,00
11	Температура холодної води	t_x	5,00

Продовження табл. 15

12	Температура гарячої води	$t_Г$	60,00
13	Температура гарячої води після I ступеня	t_I^h	30,00
14	Теплове навантаження I ступеня	Q_h^I	6,37E+06
15	Теплове навантаження II ступеня	Q_{II}^h	7,64E+06
16	Температура теплоносія після I ступеня	$t_2^{''}$	53,65
17	Витрати теплоносія на гаряче водопостачання через II ступінь	G^w	250,79
18	Витрати теплоносія через I ступінь та на входження в II ступінь	G^{tot}	138,05

Результати гідравлічного розрахунку теплообмінників першого та другого ступенів – у таблицях 16 і 17.

Таблиця 16

Результати розрахунку першого ступеню

1 ступінь			1 ступінь			1 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення
1	$\tau_2^{'}$	56,41	22	$\alpha_{T,P}^I$	9254,15	43	$f_{h,ф}$	0,12
2	Δt	44,04	23	α_h^I	2000,00	44	$f_{T,ф}$	0,40
3	Δp_T^I	10000,00	24	W_h^I	0,48	45	$W_{T,ф}$	0,34
4	α_T^I	30000,00	25	Re_h^I	3490,91	46	$W_{h,ф}$	0,48
5	ξ_T	1,50	26	Nu_h^I	148,30	47	$Re_{h,ф,}^I$	3490,91
6	$\bar{\tau}_2$	61,91	27	$\alpha_{h,p}^I$	10751,68	48	$Nu_{h,ф}^I$	148,30

Продовження табл. 16

7	λ_T^I	0,63	28	$\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$	0,00006	49	$\alpha_{h,\text{ф}}^I$	10751,68
8	ν_T^I	0,00	29	r_1	0,00023	50	$K_\text{ф}^I$	1343,96
9	Pr	4,00	30	r_2	0,00025	51	$F_\text{ф}^I$	107,53
10	ρ	993,00	31	K_I	1343,96	52	$X_{T,\text{ф}}$	0,49
11	$\overline{t_I}$	17,50	32	F_I	394,67	53	$X_{h,\text{ф}}$	1,69
12	λ_h^I	0,58	33	$\text{f}_{n,t}$	0,40	54	$\xi_{T,\text{ф}}$	2,53
13	ν_h^I	0,00	34	$\text{f}_{n,h}$	0,12	55	$\xi_{h,\text{ф}}$	2,51
14	Pr_h^1	7,80	35	m_T	365,56	56	Δp_T^I	9149,85
15	C	4200,00	36	m_h	106,35	57	Δp_h^I	60806,55
16	ρ	998,00	37	n_T	731,11			
17	t_{cm}	39,71	38	n_h	212,70			
18	$Pr_{\text{ст}}$	7,00	39	F_T	219,33			
19	W_T^I	0,34	40	F_h	63,81			
20	Re_T^I	3440,00	41	X_T	1,80			
21	Nu_T^I	117,51	42	X_h	6,19			

Таблиця 17

Результати розрахунку другого ступеню

2 ступінь			2 ступінь			2 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення
1	τ_2''	67,42	22	Re_h^{II}	5080,00	43	$\alpha_{T,\Phi}^{II}$	13192,58
2	Δt_II	48,86	23	Nu_h^{II}	160,26	44	$Re_{h,\text{ф}}^{II}$	5080,00

Продовження табл. 17

3	$\bar{\tau}_{\text{II}}$	72,21	24	$\alpha_{h,p}^{II}$	12820,93	45	$Nu_{h,\text{ф}}^{II}$	124,36
4	λ_T^{II}	0,65	25	K_{II}	1434,33	46	$\alpha_{h,\Phi}^{II}$	9948,65
5	ν_T^{II}	0,00	26	F_{II}	108,99	47	$K_{\text{ф}}^{II}$	1390,21
6	Pr_T^{II}	3,02	27	$\text{f}_{n,t}$	0,45	48	F_{II}	112,45
7	ρ	983,20	28	$\text{f}_{n,h}$	0,15	49	$\xi_{T,\text{ф}}$	1,63
8	C	4203,00	29	m_{T}^{II}	407,31	50	$\xi_{h,\text{ф}}$	1,78
9	$\bar{t}_{\text{II}}$	45,00	30	m_h^{II}	135,07	51	Δp_T^{II}	8386,43
10	λ_h^{II}	0,64	31	n_{T}^{II}	814,62	52	Δp_h^{II}	21462,68
11	ν_h^{II}	0,00	32	n_h^{II}	270,13	53	Δp_T	17536,28
12	Pr_h^{II}	4,00	33	F_T	244,38	54	Δp_h	82269,22
13	ρ	990,00	34	F_h	81,04			
14	C	4194,00	35	X_T	0,45			
15	$t_{\text{ст}}^{II}$	58,61	36	X_h	1,34			
16	$Pr_{\text{ст}}^{II}$	3,68	37	$\text{f}_{T,\text{ф}}$	0,45			
17	W_{T}^{II}	0,43	38	$\text{f}_{h,\text{ф}}$	0,15			
18	Re_{T}^{II}	7184,94	39	$\text{W}_{T,\text{ф}}$	0,43			
19	Nu_T^{II}	161,28	40	$\text{W}_{h,\text{ф}}$	0,38			
20	$\alpha_{T,P}^{II}$	13124,56	41	$Re_{T,\text{ф},}^{II}$	7234,63			
21	W_h^{II}	0,38	42	$Nu_{T,\text{ф}}^{II}$	162,12			

Таблиця 18. - загальні параметри для гідравлічного розрахунку водонагрівачів I і II ступенів в четвертому варіанті утеплення будівель з коефіцієнтом утеплення μ = 0,6 при температурі в точці вилому графіка температур τ_2' = 52,96°С, витратах теплоносія через I ступінь та на входження в другий G_{tot} = 63,28 кг/с.

Таблиця 18

№	Параметр		Значення
1	Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання	Q_{hr}^{h}	1,40E+07
3	Температура води у подаючому трубопроводі	τ_1	150,00
4	Температура води у зворотньому трубопроводі	τ_2	70,00
5	У точці вилома графіка 3	$\tau_1^{'}$	77,00
6	У точці вилома графіка 4	$\tau_2^{'}$	52,96
7	Витрати тепоти на опалення будинку	Q_0^{ρ}	2,06E+07
8	Недогрів води на 1 ступінь	$\Delta\tau_1$	12,00
9	Прийнята площа поверхні ТОА	F_0	0,30
10	Теплоємність води	C	4187,00
11	Температура холодної води	t_x	5,00
12	Температура гарячої води	$t_Г$	60,00
13	Температура гарячої води після I ступеня	t_I^h	30,00
14	Теплове навантаження I ступеня	Q_h^I	6,37E+06
15	Теплове навантаження II ступеня	Q_{II}^h	7,64E+06
16	Температура теплоносія після I ступеня	$t_2^{''}$	53,65

Продовження табл. 18

17	Витрати теплоносія на гаряче водопостачання через II ступінь	G^w	250,79
18	Витрати теплоносія через I ступінь та на входження в II ступінь	G^{tot}	63,28

Результати гідравлічного розрахунку теплообмінників першого та другого ступенів – у таблицях 19 і 20.

Таблиця 19

Результати розрахунку першого ступеню

1 ступінь			1 ступінь			1 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Па-рам.	Значення
1	$\tau_2^{'}$	28,94	22	$\alpha_{T,P}^I$	9254,15	43	$f_{h,ф}$	0,12
2	Δt	23,45	23	α_h^I	2000,00	44	$f_{T,ф}$	0,18
3	Δp_T^I	10000,00	24	W_h^I	0,48	45	$W_{T,ф}$	0,34
4	α_T^I	30000,00	25	Re_h^I	3490,91	46	$W_{h,ф}$	0,48
5	ξ_T	1,50	26	Nu_h^I	148,30	47	$Re_{h,ф,}^I$	3490,91
6	$\bar{\tau}_2$	40,95	27	$\alpha_{h,p}^I$	10751,68	48	$Nu_{h,ф}^I$	148,30
7	λ_T^I	0,63	28	$\delta_{ст}/\lambda_{ст}$	0,00006	49	$\alpha_{h,ф}^I$	10751,68
8	ν_T^I	0,00	29	r_1	0,00023	50	$K_ф^I$	1343,96
9	Pr	4,00	30	r_2	0,00025	51	$F_ф^I$	202,00
10	ρ	993,00	31	K_I	1343,96	52	$X_{T,ф}$	2,01

Продовження табл. 19

11	$\bar{t}_I$	17,50	32	F_I	394,67	53	$X_{h,\text{ф}}$	3,17
12	λ_h^I	0,58	33	$\text{f}_{n,t}$	0,18	54	$\xi_{T,\text{ф}}$	2,53
13	v_h^I	0,00	34	$\text{f}_{n,h}$	0,12	55	$\xi_{h,\text{ф}}$	2,51
14	Pr_h^1	7,80	35	m_T	167,57	56	Δp_T^I	37499,39
15	C	4200,00	36	m_h	106,35	57	Δp_h^I	114232,76
16	ρ	998,00	37	n_T	335,13			
17	t_{cm}	29,22	38	n_h	212,70			
18	$Pr_{\text{ст}}$	7,00	39	F_T	100,54			
19	W_{T}^I	0,34	40	F_h	63,81			
20	Re_{T}^I	3440,00	41	X_T	3,93			
21	Nu_{T}^I	117,51	42	X_h	6,19			

Таблиця 20

Результати розрахунку другого ступеню

2 ступінь			2 ступінь			2 ступінь		
№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення	№	Парам.	Значення
1	τ_2''	52,96	22	Re_h^{II}	5080,00	43	$\alpha_{T,\Phi}^{II}$	13192,58
2	Δt_{II}	33,94	23	Nu_h^{II}	160,26	44	$Re_{h,\text{ф}}^{II}$	5080,00
3	$\bar{\tau}_{\text{II}}$	64,98	24	$\alpha_{h,p}^{II}$	12820,93	45	$Nu_{h,\text{ф}}^{II}$	124,36
4	λ_T^{II}	0,65	25	K_{II}	1434,33	46	$\alpha_{h,\Phi}^{II}$	9948,65
5	ν_T^{II}	0,00	26	F_{II}	156,90	47	$K_{\text{ф}}^{II}$	1390,21
6	Pr_T^{II}	3,02	27	$\text{f}_{n,t}$	0,18	48	F_{II}	161,88
7	ρ	983,20	28	$\text{f}_{n,h}$	0,15	49	$\xi_{T,\text{ф}}$	1,63

Продовження табл. 20

8	С	4203,00	29	$m_{\text{Т}}^{II}$	162,31	50	$\xi_{h,\text{ф}}$	1,78
9	$\bar{t}_{\text{II}}$	45,00	30	m_h^{II}	135,07	51	Δp_T^{II}	30296,12
10	λ_h^{II}	0,64	31	$n_{\text{Т}}^{II}$	324,63	52	Δp_h^{II}	30897,61
11	ν_h^{II}	0,00	32	n_h^{II}	270,13	53	Δp_T	67795,51
12	Pr_h^{II}	4,00	33	F_T	97,39	54	Δp_h	145130,38
13	ρ	990,00	34	F_h	81,04			
14	С	4194,00	35	X_T	1,61			
15	$t_{\text{ст}}^{II}$	54,99	36	X_h	1,94			
16	$Pr_{\text{ст}}^{II}$	3,68	37	$\text{f}_{T,\text{ф}}$	0,18			
17	$W_{\text{Т}}^{II}$	0,43	38	$\text{f}_{h,\text{ф}}$	0,15			
18	$Re_{\text{Т}}^{II}$	7184,94	39	$\text{W}_{T,\text{ф}}$	0,43			
19	Nu_T^{II}	161,28	40	$\text{W}_{h,\text{ф}}$	0,38			
20	$\alpha_{T,P}^{II}$	13124,56	41	$Re_{T,\text{ф},}^{II}$	7234,63			
21	W_h^{II}	0,38	42	$Nu_{T,\text{ф}}^{II}$	162,12			

Таким чином було проведено тепловий і гідравлічний розрахунок пластинчатих теплообмінного апарату підігрівної установки гарячого водопостачання в п’ятьох варіантах, залежно від значень температури в точці вилому графіка та витрат теплоносія через І ступінь.

На першому ступені отримано такі конструктивні рішення для теплообмінників:

- початковий варіант - поверхня теплообміну 1 ступеня = 100,06 м^2, поверхня теплообміну 2 ступеня = 107,28 м^2;

- 1 варіант - поверхня теплообміну 1 ступеня = 121,65 м², поверхня теплообміну 2 ступеня = 126,04 м²;

- 2 варіант - поверхня теплообміну 1 ступеня = 106,43 м², поверхня теплообміну 2 ступеня = 111,76 м²;

- 3 варіант - поверхня теплообміну 1 ступеня = 107,53 м², поверхня теплообміну 2 ступеня = 112,45 м²;

- 4 варіант - поверхня теплообміну 1 ступеня = 202 м², поверхня теплообміну 2 ступеня = 161,88 м²;

РОЗДІЛ 4
РОЗРОБКА ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФІКУ ВІДПУСКАННЯ ТЕП-ЛОТИ ДО УТЕПЛЕНИХ БУДІВЕЛЬ

Утеплення огороджувальних конструкцій будівель є основним джерелом енергозбереження в житлово-комунальному господарстві.

Для забезпечення сучасних теплотехнічних вимог до огороджувальних конструкцій функціонуючих будівель термічний опір конструкційних елементів слід збільшити порівняно з наявними в 1,5 - 3 рази залежно від типу огорожі. За існуючих технологій будівництва будинків, виготовлення будівельних конструкцій та інженерних систем втрати тепла через зовнішні стіни можуть бути зменшені в 2,5 рази, скління - у 1,5 рази, інші - у 2 рази, дозволить зменшити споживання тепла будівельним сектором економіки більше, ніж на 20%. [5, С. 306] Хоча передбачуваний термін окупності житлової теплоізоляції досить довгий (близько 11,7 років), встановлення додаткової теплоізоляції на існуючих будівельних конструкціях залишається головним показником зменшення споживання енергії в умовах попередньої зайнятості будинків. Зі зростанням цін на первинні джерела енергії, особливо на газ, термін окупності може скоротитися до 3-5 років.

Таблиця 21

Значення термічного опору будівельних конструкцій

Назва огороджувальної конструкції	Нормативні значення опору теплопередачі R, м² ºС/Вт; (I кліматична зона)				
	Норматив СССР (1971)	Норматив СССР (1976)	Норматив України (1996)	Норматив України (2006)	Норматив України (2013)
Зовнішні стіни	0,91	1,1	2,2	2,8	3,3

Продовження таблиці 21

Покрівля*	1,23	1,3	2,5	3,3	4,95
Підлога**	1,23	1,3	2,3	2,8	3,75
Вікна	0,16	0,18	0,5	0,6	0,75

* горищні покриття та покриття неопалювальних горищ

** покриття над проїздами та неопалювальними підвалами

Утеплення фасаду (зовнішня теплоізоляція будівель) є найважливішим елементом значної економії витрат на опалення будинків. Цей захід заощаджує до 60% тепла. У холодну пору року ізоляція запобігає охолодженню стін до температури роси та конденсації на внутрішніх поверхнях. Зовнішня ізоляція дозволяє повністю реалізувати здатність стін підтримувати необхідний клімат у приміщенні. [13] Типовий розподіл споживання тепла за структурою показано на рис. 1.1. Згідно з дослідженнями, при експлуатації традиційного багатоповерхового житлового будинку:

- до 40% тепла втрачається через стіни;
- через вікна - 18%;
- підвал - 10%;
- дах - 18%;
- вентиляція - 14%.

Одна з найпоширеніших систем утеплення фасадів – так звана тришарова. У так званих тришарових системах утеплення фасадів сам утеплювач розташовується всередині огороджувальних конструкцій. До першого шару відносять внутрішню несучу стіну: її товщина визначається лише вимогами міцності. Другий шар зазначеної системи утеплення фасадів – це утеплювач, товщина якого залежить від теплофізичних вимог. Третій шар – лицьова. Як правило, він захищає теплоізоляцію від зовнішніх впливів. [14, 5]

Розрахунок водопідігрівної установки гарячого водопостачання при утепленні будівель мікрорайону виконується наступним шляхом.

1) Q_0^{ρ} ,Q_{hr}^{h} – опалювальне та навантаження на гаряче водопостачання до утеплення мікрорайону.

Q_0^I - опалювальне навантаження після утеплення.

μ = 1) 1; 2) 0,8; 3) 0,65; 4) 0,55. – коефіцієнт ефективності утеплення.

$$Q_0^I = \mu * Q_0^{\rho}, \tag{4,1}$$

$$\beta = \frac{\mu \cdot \bar{Q}_0 \cdot \Delta\tau_c^p}{\tau_1 - \tau_в - (\mu * \bar{Q}_0)^{0.8} \cdot [\Delta t_{пр.р} - 0{,}5\,\theta_p\,(\mu \cdot \bar{Q}_0)^{0.2}]} \tag{4,2}$$

$$\tau_{02н} = \tau_1 - \frac{\mu \cdot \bar{Q}_0 \cdot \Delta\tau_c^p}{\beta}; \tag{4,3}$$

$$\Delta t_{пр.р} = \frac{\tau_{01}^{р} + \tau_{02}^{р}}{2} - \tau_в; \tag{4,4}$$

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_в - \tau_{нар}}{\tau_в - \tau_{р.о.}}. \tag{4,5}$$

2) Приймаємо температуру на вході до першого ступеню водопідігрівної установки ($t_{вх1}$ = 42).
3) Приймаємо $W_2 = C \cdot G_2$.
4) Знаходимо витрати гріючого теплоносія через перший ступінь:

$$W = W_2 + W'_{0,max}; \tag{4,6}$$

$$W'_{0,max} = G_{hr}^{h} \cdot C. \tag{4,7}$$

5) Проводимо розрахунок питомої відносної теплопродуктивності першого ступеню:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{0{,}35\frac{W_{1м}}{W_{1Б}}} + 0{,}65 + \frac{1}{\Phi_1} \cdot \sqrt{\frac{W_{1м}}{W_{1Б}}}, \tag{4,8}$$

$$\Phi_1 = \frac{(K_р \cdot F_р)_1}{\sqrt{W_{м1}^{р} \cdot W_{б1}^{р}}}; \text{ – параметр теплообмінника.} \tag{4,9}$$

6) максимальна різниця температур на першому ступеню.

$$\Delta t_{max1} = t_{вх1} - t_х. \quad (4,10)$$

7) Теплопродуктивність першого ступеню:

$$Q_1 = \varepsilon_1 \cdot W_{1м} \cdot \Delta t_{max1}, \quad (4,11)$$

$W_{1м}$ – менший з теплових еквівалентів витрат речовин на I ступеню.

8) Температура нагріву водопровідної води на першому ступеню:

$$t_{h1} = t_х + \frac{Q_1}{W_h}, \quad (4,12)$$

Тепловий еквівалент витрат води, що нагрівається:

$$W_h = G_{hr}^h \cdot C. \quad (4,13)$$

9) Теплопродуктивність другого ступеню:

$$Q_2 = Q_{hr}^h - Q_1. \quad (4,14)$$

10) Максимальна різниця температур на другому ступеню:

$$\Delta t_{max2} = \tau_1 - th_1. \quad (4,15)$$

11) Питома теплопродуктивність другому ступеню:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{0{,}35\frac{W_{2м}}{W_{2Б}}} + 0{,}65 + \frac{1}{\Phi_2} \cdot \sqrt{\frac{W_{2м}}{W_{2Б}}}, \quad (4,16)$$

$$\Phi_2 = \frac{(K_р \cdot F_р)_1}{\sqrt{W_{м2}^р \cdot W_{б2}^р}}; \quad (4,17)$$

12) Уточнюємо менші витрати гріючого теплоносія через II ступінь:

$$W_2 = \frac{Q_2}{\varepsilon_2 \cdot \Delta t_{max2}} = W_2^*, \quad (4,18)$$

результат порівнюємо з п. 4, обираємо більші витрати.

13) Температура гріючого теплоносія після другої ступені:

$$t_{вих2} = \tau_1 - \frac{Q_2}{W_2}. \quad (4,19)$$

14) Уточнення температури гріючого теплоносія на вході до першого ступеню:

$$t_{вх1} = \frac{W_2^* \cdot t_{вых2} + W_0' \cdot \tau_{02н}}{W_2^* + W_0'}, \quad (4,20)$$

Проведемо розрахунки за описаною методикою для п’яти варіантів утеплення. Було враховано результати, отримані в гідравлічних розрахунках водопідігрівників в попередньому розділі. Результати наведені в таблицях.

Таблиця 22

Початковий варіант, з коефіцієнтом ефективності утеплення μ = 1 (без утеплення).

№	μ	1
	Параметр	Значення
1	Q_{hr}^{h}	1,400E+07
2	Q_0^{ρ}	2,061E+07
3	Q_0^{I}	1,120E+07
4	$\bar{Q}_0$	0,38
5	θ_p	25,00
6	β	0,89
7	$\tau_{02н}$	39,08
8	$t_{вх1}$	69,73
9	w_2	2,01E+05
10	$W_0^{/}$	1,40E+05
11	$w_{0н}$	8,98E+04
12	w_1	3,41E+05
13	Φ_1	0,27
14	ε_1	0,67
15	Δt_{max1}	37,00
16	Q_1	1,78E+07
17	t_{h1}	38,12
18	Q_2	2,83E+06
19	Δt_{max2}	28,64
20	Φ_2	0,39
21	ε_2	0,18

№	μ	1
	Параметр	
26	w_1	4,23E+05
27	ε_1	0,25
28	Δt_{max1}	57,26
29	Q_1	1,01E+07
30	t_{h1}	19,07
31	Q_2	1,05E+07
32	Δt_{max2}	57,93
33	Φ_2	0,27
34	ε_2	0,16
35	W_2^{*}	1,13E+02
36	$t_{вых2}$	67,70
37	$t_{вх1}$	65,60

Продовження таблиці 22

22	W_2^*	3,33E+05
23	$t_{вых2}$	68,51
24	$t_{вх1}$	62,26

Таблиця 23

1 варіант з коефіцієнтом ефективності утеплення μ=0,8.

№	μ	1
	Параметр	Значення
1	Q_{hr}^h	2,061E+07
2	Q_0^ρ	1,400E+07
3	Q_0^I	1,120E+07
4	$\bar{Q}_0$	0,38
5	θ_p	25,00
6	β	0,64
7	$\tau_{02н}$	39,08
8	$t_{вх1}$	67,71
9	w_2	2,01E+05
10	$W_0^/$	1,40E+05
11	$w_{0н}$	8,98E+04
12	w_1	3,41E+05
13	Φ_1	0,32
14	ε_1	0,67
15	Δt_{max1}	37,00
16	Q_1	1,48E+07
17	t_{h1}	47,02
18	Q_2	5,81E+06
19	Δt_{max2}	47,21
20	Φ_2	0,45
21	ε_2	0,22
22	W_2^*	5,67E+05
23	$t_{вых2}$	66,76
24	$t_{вх1}$	62,98

№	μ	1
	Параметр	
26	w_1	6,57E+05
27	ε_1	0,23
28	Δt_{max1}	57,98
29	Q_1	8,09E+06
30	t_{h1}	18,55
31	Q_2	1,25E+07
32	Δt_{max2}	58,45
33	Φ_2	0,25
34	ε_2	0,20
35	W_2^*	1,0965E+02
36	$t_{вых2}$	65,58
37	$t_{вх1}$	63,58

Таблиця 24

2 варіант з коефіцієнтом ефективності утеплення μ=0,8.

№	μ	1
	Параметр	Значення
1	Q_{hr}^{h}	2,061E+07
2	Q_0^{ρ}	1,400E+07
3	Q_0^{I}	1,120E+07
4	$\bar{Q}_0$	0,38
5	θ_p	25,00
6	β	0,64
7	$\tau_{02н}$	39,08
8	$t_{вх1}$	67,71
9	w_2	2,01E+05
10	$W_0^{/}$	1,40E+05
11	$w_{0н}$	8,98E+04
12	w_1	3,41E+05
13	Φ_1	0,32
14	ε_1	0,67
15	Δt_{max1}	37,00
16	Q_1	1,48E+07
17	t_{h1}	47,02
18	Q_2	5,81E+06
19	Δt_{max2}	47,21
20	Φ_2	0,45
21	ε_2	0,22
22	W_2^*	5,67E+05
23	$t_{вых2}$	66,76
24	$t_{вх1}$	62,98

№	μ	1
	Параметр	
26	w_1	6,57E+05
27	ε_1	0,23
28	Δt_{max1}	57,98
29	Q_1	8,09E+06
30	t_{h1}	18,55
31	Q_2	1,25E+07
32	Δt_{max2}	58,45
33	Φ_2	0,25
34	ε_2	0,20
35	W_2^*	1,0965E+02
36	$t_{вых2}$	65,58
37	$t_{вх1}$	63,58

Таблиця 25

3 варіант з коефіцієнтом ефективності утеплення μ=0,8.

№	μ	1
	Параметр	Значення
1	Q_{hr}^{h}	2,061E+07
2	Q_0^{ρ}	1,400E+07
3	Q_0^{I}	1,120E+07
4	$\bar{Q}_0$	0,38
5	θ_p	25,00
6	β	0,64
7	$\tau_{02н}$	39,08
8	$t_{вх1}$	67,42
9	w_2	2,01E+05
10	$W_0^{/}$	1,40E+05
11	$w_{0н}$	8,98E+04
12	w_1	3,41E+05
13	Φ_1	0,33
14	ε_1	0,67
15	Δt_{max1}	37,00
16	Q_1	1,43E+07
17	t_{h1}	46,82
18	Q_2	6,28E+06
19	Δt_{max2}	47,21
20	Φ_2	0,46
21	ε_2	0,22
22	W_2^{*}	5,95E+05
23	$t_{вых2}$	66,44
24	$t_{вх1}$	62,85

№	μ	1
	Параметр	
26	w_1	6,85E+05
27	ε_1	0,23
28	Δt_{max1}	57,85
29	Q_1	7,79E+06
30	t_{h1}	18,48
31	Q_2	1,28E+07
32	Δt_{max2}	58,52
33	Φ_2	0,25
34	ε_2	0,20
35	W_2^{*}	1,092E+02
36	$t_{вых2}$	65,24
37	$t_{вх1}$	63,25

Таблиця 26

4 варіант з коефіцієнтом ефективності утеплення μ=0,6.

№	μ	1
	Параметр	Значення
1	Q_{hr}^{h}	2,061E+07
2	Q_0^{ρ}	1,400E+07
3	Q_0^{I}	1,120E+07
4	$\bar{Q}_0$	0,38
5	θ_p	25,00
6	β	0,48
7	$\tau_{02н}$	39,08
8	$t_{вх1}$	52,96
9	w_2	2,01E+05
10	$W_0^{/}$	1,40E+05
11	$w_{0н}$	8,98E+04
12	w_1	3,41E+05
13	Φ_1	0,90
14	ε_1	0,67
15	Δt_{max1}	37,00
16	Q_1	6,57E+06
17	t_{h1}	29,79
18	Q_2	1,40E+07
19	Δt_{max2}	39,87
20	Φ_2	0,97
21	ε_2	0,48
22	W_2^{*}	6,23E+05
23	$t_{вых2}$	54,44
24	$t_{вх1}$	52,51

№	μ	1
	Параметр	
26	w_1	7,12E+05
27	ε_1	0,39
28	Δt_{max1}	47,51
29	Q_1	4,85E+06
30	t_{h1}	23,30
31	Q_2	1,58E+07
32	Δt_{max2}	53,70
33	Φ_2	0,52
34	ε_2	0,37
35	W_2^{*}	8,02E+01
36	$t_{вых2}$	57,34
37	$t_{вх1}$	55,50

Зменшення витрат теплоти на опалення будівель внаслідок утеплення обумовлює зниження температури мережної води на вході й виході системи опалення. Для двоступінчастих схем приєднання теплообмінників гарячого водопостачання це обумовлює зменшення продуктивності апаратів першого ступеня і відповідно підвищення теплової продуктивності апаратів другого ступеня.

По мірі утеплення будівель житлового мікрорайону вимагається менша кількість витрат гарячого теплоносія до входу в теплообмінник.

Отже, очікувана різниця у витратах гарячого теплоносія для опалення мікрорайону з утепленими будівлями відрізняється від отриманої. У наведених розрахунках було враховано характер роботи теплообмінних апаратів, що вплинуло на точність отриманих даних.

Отримані результати доцільно мати на увазі при економічних розрахунках енергоефективності утеплення житлових мікрорайонів.

РОЗДІЛ 5
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Базуючись на отриманих в попередніх розділах результатах, проведемо техніко-економічний розрахунок.

Тепловтрати в мережах при середній за опалювальний період температурі мережної води:

$$C_{ср} = Q * \frac{\tau_{ср} - \tau_{окр}}{\tau_1 - \tau_{окр}}, Вт. \quad (5.1)$$

$$\tau_{ср} = 90°C;$$

$$\tau_1 = 150°C;$$

$$\tau_{окр} = 5°C;$$

Втрати тепла за рік:

$$Q_{год} = Q_{ср} * n_0 * 24 * 3600, Дж. \quad (5.2)$$

$$n_0 = 189, Вт.$$

Витрати тепла на опалення при середній за опалювальний період температури зовнішнього повітря

$$Q_{ср.о.} = Q_{0.max} * \frac{t_{вн} - t_{ср}}{t_{вн} - t_{р.о.}}. \quad (5.3)$$

$t_{вн} = 18°C$, - температура повітря внутрішнього середовища.

$t_{ср} = -2{,}1°C$, - середня температура повітря зовнішнього середовища.

$t_{р.о.} = -23°C$, - розрахункова температура зовнішнього повітря.

$$Q_{год.о.} = Q_{ср.о.} * n_0 * 24 * 3600, \frac{ГДж}{год}. \quad (5.4)$$

Річна потреба в тепловій енергії для опалення мікрорайону.

$$Q_{м.р.} = Q_{год.о.} * Q_{год}, \frac{ГДж}{год}. \quad (5.5)$$

Вартість тепловитрат за рік

$$S_{год} = Q_{год} * C_Q. \quad (5.6)$$

C_Q – тариф за теплову енергію, грн / Гкал.

Умовна потужність електродвигуна насоса на прокачування мережної води для теплопостачання будівель мікрорайону:

$$N_1 = \frac{G_1 * H_1 * g}{1000 * \eta_н}, кВт, \quad (5.1)$$

G_1- витрати мережної води по 1-му варіанту, кг/с;

$\eta_н$ – КПД насосу ($\eta_н = 0{,}55$);

$g = 9{,}8$ м/с^2;

$$H_1 = 2 * \Delta P_с + \Delta P_{ВПУ} + H_{вв}, м \text{ вод.ст.}, \quad (5.1)$$

$\Delta P_с$ – втрати тиску в мережах трубопроводів мікрорайону;

$\Delta P_{ВПУ}$- втрати тиску в ВПУ (I+II ступені);

$H_{вв}$- напір на вводі в найвищу будівлю, $H_{вв} = 51$м.

$$\Delta P_с = \Delta P_{исх} * (\frac{G_1}{G_{исх}})^2, \quad (5.1)$$

$\Delta P_{исх}$ – значення для розрахункового режиму, $P_{исх} = 7$м вод. ст.;

Річні витрати електроенергії:

$$N_{1.рік} = N_1 * n_0 * 24, кВт * год; \quad (5.1)$$

n_0 – тривалість опалювального сезону (для Харкова 191 доба).

Таблиця 27

Зведена таблиця тепловитрат, витрат теплоносія і температур для п'яти варіантів утеплення

Назва параметру	Початковий (без утепл.)	Варіанти з утепленням будівель			
		1. μ = 0,88	2. μ = 0,88	3. μ = 0,88	4. μ = 0,6
Тепловитрати в мережі, Вт	402947	385156	394293	382893	354130

Продовження таблиці 27

Назва параметру	Початковий (без утепл.)	Варіанти з утепленням будівель			
		1. μ = 0,88	2. μ = 0,88	3. μ = 0,88	4. μ = 0,6
Тепловитрати в мережі, Вт	402947	385156	394293	382893	354130
Витрати теплоносія, кг/с. Без урахування роботи ВПУ	171,32	140,18	142,66	138,05	63,28
Температура в зворотному трубопроводі на вході в ЦТП	69,726	62,28	67,713	67,42	52,96
Витрати теплоносія, кг/с. З урахуванням роботи ВПУ	113,149	95,206	109,649	109,237	80,195

Таблиця 28

Загальні параметри для подальшого розрахунку

Параметри	Значення		
$\tau_{ср}$	90	, С°	
τ_1	150	, С°	
$\tau_{окр}$	5	, С°	
n_0	189	, діб	
C_q	5824	, грн/Гкал	
C_e	0,9	, грн за кВт*год	
$Q_{ср.оп}$	2,06E+07	, МВат	
$t_{вн}$	18	, С°	
$t_{ср}$	-2,1	, С°	
$t_{р.о.}$	-23	, С°	
$H_{вв}$	51	, м.вод.ст	
$\eta_н$	0,55		

Таблиця 29

Результат техніко-економічного розрахунку

Назва параметру	Початковий (без утепл.)	Варіанти з утепленням будівель			
		1. μ = 0,88	2. μ = 0,88	3. μ = 0,88	4. μ = 0,6
$Q_{ср}$, Вт	2,36E+05	2,26E+05	2,31E+05	2,24E+05	2,08E+05
$Q_{рік}$, Дж	3,86E+12	3,69E+12	3,77E+12	3,67E+12	3,39E+12
$Q_{ср.оп}$, Вт	1,01E+07				
$Q_{рік.оп}$, Дж/рік	1,65E+14				
$Q_{м.р}$, Дж/рік	1,69E+14	1,69E+14	1,69E+14	1,69E+14	1,68E+14
$S_{рік}$, грн/рік, Дж	9,84E+17	9,825E+17	9,830E+17	9,824E+17	9,808E+17

Продовження таблиці 29

$S_{\text{рік тепло}}$, грн/рік, ГДж	9,83E+08	9,82E+08	9,83E+08	9,82E+08	9,81E+08
$\Delta p_{c.1}$, Па		6,396E+00	6,703E+00	6,321E+00	5,407E+00
H_1, кВт		1,093E+02	1,099E+02	1,091E+02	1,073E+02
N_1, кВт	102,8	86,5	99,6	99,3	72,9
$N_{1\text{рік}}$, кВт/рік	4,7E+05	3,9E+05	4,5E+05	4,5E+05	3,3E+05
$S_{\text{рік електр}}$, грн/кВт*рік	4,2E+05	3,5E+05	4,1E+05	4,1E+05	3,0E+05
S, грн	9,835E+17	9,825E+17	9,830E+17	9,824E+17	9,808E+17

З таблиці видно, що мінімальна вартість потреби в теплі для мікрорайону характерна для 3-го варіанта утеплення будівель. Для цього варіанту вона на 200 тис. Грн менше, ніж для 1. Не дивлячись на те, що річна витрата електроенергії для 3-го варіанта на 15% вище, ніж для 1-го по величині сумарних витрат 3-го варіанту найбільш вигідний.

ВИСНОВКИ

В результаті дослідження було виконано ряд завдань.

1. Проаналізовано недоліки та переваги систем централізованого теплопостачання, описано призначення основного обладнання центрального теплового пункту.

2. Проведено розрахунок сумарного споживання теплової енергії і теплоносія на опалення і гаряче водопостачання мікрорайону 522 для житлових будинків мікрорайону. Сумарне підключене теплове навантаження мікрорайону, включаючи опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання складає 56,1468 Гкал/год.

3. Проаналізовано показники водопідігрівної установки гарячого водопостачання мікрорайону 522 Салтівського житлового масиву міста Харкова у нерозрахункових режимах.

4. Для розробки подальшої стратегії енергозбереження розглянуто варіанти послідовності утеплення споруд мікрорайону. В умовах обмеженості ресурсів спочатку слід обрати часткове утеплення окремих будівель, що відповідає коефіцієнту утеплення 0,88 з різними схематичними конфігураціями:

- Початковий варіант – не утеплено жодного будинку, коефіцієнт утеплення будівель $\mu=1$;
- 1 варіант – утеплено споруди, котрі знаходяться в кінці лівої гілки далі від ЦТП, коефіцієнт утеплення будівель $\mu=0,88$;
- 2 варіант - утеплено споруди, котрі знаходяться на початку гілки ближче до ЦТП, коефіцієнт утеплення будівель $\mu=0,88$;
- 3 варіант - утеплено споруди, котрі знаходяться на протилежних кінцях гілок далі від ЦТП, коефіцієнт утеплення будівель $\mu=0,88$;
- 4 варіант – утеплено всі споруди, коефіцієнт утеплення будівель $\mu=0,6$.

5. Розраховано значення тепловитрат в мережі трубопроводів мікрорайону, витрат теплоносія без урахування роботи ВПУ, температуру в зворотньому трубопроводі на вході в ЦТП для п'яти обраних варіантів утеплення будівель.

6. Проведено тепловий і гідравлічний розрахунок пластинчатого теплообмінного апарату підігрівної установки гарячого водопостачання для 5-ти варіантів утеплення.

7. Оцінено зміни параметрів роботи теплообмінників при утепленні будівель мікрорайону.

Так як утеплення огороджувальних конструкцій будівель – основний резерв енергозбереження в житлово-комунальному секторі, то по мірі утеплення будівель житлового мікрорайону вимагається менша кількість витрат гарячого теплоносія до входу в теплообмінник. При утепленні будівель слід очікувати погіршення ефекту економії витрат мережної води для теплопостачання мікрорайону.

8. Проаналізовано результати отриманих витрат мережної води через водопідігрівну установку в трьох варіантах та проведено техніко-економічний розрахунок. Обрано найвигідніший варіант для розробки подальшої стратегії енергозбереження.

З аналізу видно, що мінімальна вартість потреби в теплі для мікрорайону характерна для 3-го варіанта утеплення будівель. Для цього варіанту вона на 200 тис. Грн менше, ніж для 1. Не дивлячись на те, що річна витрата електроенергії для 3-го варіанта на 15% вище, ніж для 1-го по величині сумарних витрат 3-го варіанту найбільш вигідний.

Отже, обрано третій варіант утеплення будівель мікрорайону.

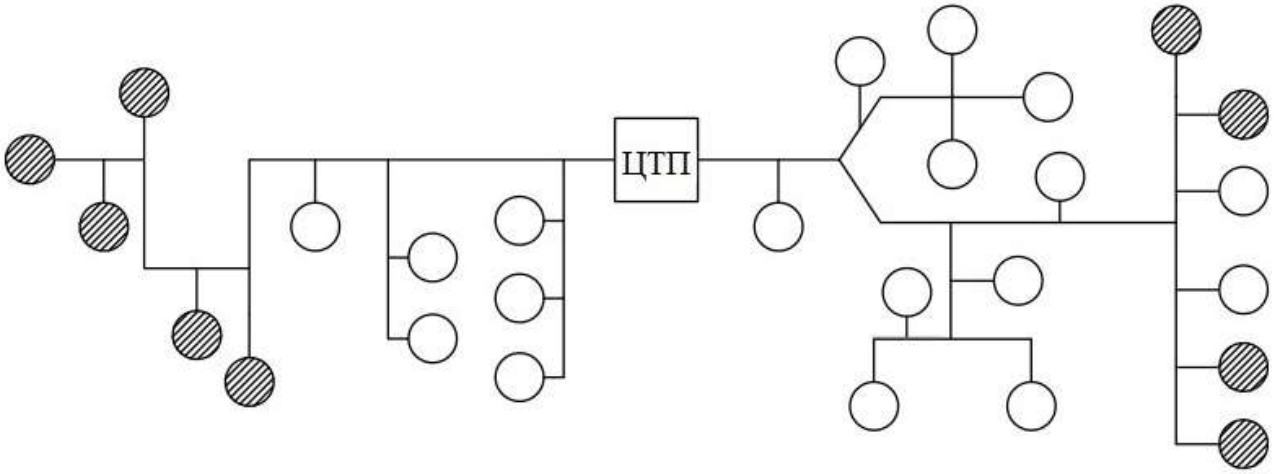


Рис. 16. Третій варіант утеплення

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.6-31: 2006. Теплова ізоляція будівель. К.: 2006. – 72с.
2. Опалення, вентиляція та кондиціонування : ДБН В.2.5-67:2013. –К.: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 167 с.
3. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарські потреби в Україні: керівний технічний матеріал 204 України, 244-94, 195. – 636 с.
4. Алексахін О.О. Приклади й розрахунки з теплопостачання та опалення./ О.О.Алексахін, О.М.Герасимова.- Харків: ХДАМГ, 2002. - 206 с.
5. Енергозбереження в системах теплопостачання, вентиляції і кондиціонування повітря: довід. посібник / Л.Д. Богуславський, В.І. Ливчак, В.П. Титов та ін .: За заг. ред. Л.Д. Богуславського. - М .: Стройіздат, 1990. - 624 с.
6. Пластинчасті теплообмінники в промисловості навч. посібник / Л.Л. Товажнянський, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавін і ін .: під заг. ред. Л.Л. Товажнянського; національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». - Харків: НТУ «ХПІ», 2004. - 232 с.
7. Шульга М. О. Теплогазопостачання і вентиляція: навч. посібник / М.О.Шульга, О.О.Алексахін, Д.О.Шушляков; Харківский національний університет міського господарства ім..О.М.Бекетова – Х: ХНУМГ, 2014. – 191с.
8. Пластинчасті теплообмінники. Каталог. Вид. 2, дод. - М., 1974. - 60с.
9. Теплообмінники пластинчасті. Методи теплових і гідромеханічеських розрахунків. Керівний технічний матеріал. РТМ 26.01.36-70.
10. Пластинчасті теплообмінні апарати. Довідник-каталог для систем теплопостачання / Пол ред. Н.М. Зінгера. Харків, 1995. - 60с.
11. Підвищення ефективності роботи систем гарячого водопостачання / М.М. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.І. Ливчак і ін. - М., Стройиздат, 1988. - 314с.

12. Методичні вказівки по тепловим і гідравлічним розрахунками пластинчастих теплообмінників (водонагрівачів), що застосовуються в системах теплопостачання. - К .: 1998. - 49 с.

13. Маляренко В.А. Основи теплофізики будівель та енергозбереження / В.А. Маляренко. – Харків: „Вид. САГА”, 2006. – 484 с.

14. Технічна теплофізика огороджувальних конструкцій будівель і споруд / В.А. Маляренко, А.Ф. Редько, Ю.І. Чайка, В.Б. Поволочко. - Х .: Рубікон, 2001. - 280 с.