

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов

(підпис)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2019 р.

**Дипломний проект  
на здобуття ступеня бакалавра**

з напрямку підготовки 6.050601 Теплоенергетика (спеціальності 144 Теплоенергетика)

за темою: \_\_\_\_\_

Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку по пр. Академіка Глушкова в м. Києві. \_\_\_\_\_

Виконав студент IV курсу, групи ТП - 51

Лемещенко Роман Михайлович \_\_\_\_\_ (підпис)  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Керівник \_\_\_\_\_ (підпис)  
доцент, к.т.н Барабаш П.О.  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Консультант з охорони праці \_\_\_\_\_ (підпис)  
доцент, к. т. н. Каштанов С.Ф.  
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_ (підпис)  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_ (підпис)

Київ – 2019 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Напрямок підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

(Спеціальність 144 «Теплоенергетика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов

(підпис)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ**

**на дипломний проект студенту**

Лемещенко Роману Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту

Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку по пр. Академіка Глушкова в м. Києві

керівник проекту Барабаш Петро Олексійович, к.т.н, доцент кафедри ТПТ ,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р. № \_\_\_

2. Термін подання студентом проекту 21.06.2019 р.

3. Вихідні дані до проекту

Населений пункт – місто Київ; житловий будинок з розмірами в плані 18x36x72; кількість мешканців  $N=650$  чол.; кількість поверхів – 9; тепла мережа з температурним режимом:  $150 \times 70^{\circ}\text{C}$ ; місцева система опалення з розрахунковим температурним режимом:  $90 \times 60^{\circ}$ ; кількість будинків в плані – 1.

4. Зміст пояснювальної записки

У пояснювальній записці проаналізовані та будуть наведені наступні розділи: розробка теплових схем (вибір основних технічних рішень), визначення теплового навантаження систем опалення (точний розрахунок теплових втрат через обгородження) та систем на ГВП (кількість мешканців через нормативні витрати), розрахунок проміжного

теплообмінника системи опалення, розрахунок системи підігріву води на ГВП, вибір допоміжного обладнання (розширювальні баки, насоси тощо), а також охорона праці і техніки безпеки.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

У графічній частині проекту теплова схема на А1, план розміщення обладнання у тепловій вузлі на А1, поздовжній розріз (поперечний тепловий пункт) та вигляд з боку на А1, вузол обліку теплової енергії на А2, а також проміжний теплообмінник з обв'язкою ГВП на А2.

6. Консультанти розділів проекту\*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Каштанов С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання 21.04.19

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розробка схеми теплового пункту та її опис		
	-вузол опалення	01.05.19	
	-вузол гарячого водопостачання	03.05.19	
2	Теплові навантаження		
	-на опалення	05.05.19	
	-на гаряче водопостачання	12.05.19	
3	Розрахунок підігрівача системи опалення	14.05.19	
4	Розрахунок підігрівача системи ГВП	17.05.19	
5	Вибір основного та допоміжного обладнання	23.05.19	
6	Охорона праці	25.05.19	
7	Графічна частина		
	-теплова схема	27.05.19	
	-план розміщення	03.06.19	
	-проміжний теплообмінник	10.06.19	
8	Оформлення пояснювальної записки	18.06.19	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (ініціали, прізвище)

Керівник проекту

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (ініціали, прізвище)

\* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

# **Пояснювальна записка до дипломного проекту**

на тему: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Київ – 2019 року

## ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 51 01 02 ПЗ	Пояснювальна записка	68	
3	A1	ТП 51 01 02 001ТМК	Теплова схема котельні	1	
4	A1	ТП 51 01 02 002ТМК	Компоновка обладнання (план на відм. 3,600)	1	
5	A1	ТП 51 01 02 002ТМК	Компоновка обладнання (розрізи А-А, Б-Б)	1	
.	.	.	.	.	
		<i>і т. ін. (це як приклад)</i>			
7	A2	ТП 51 01 02 ТМК.С	Специфікація	4	

				ТП 51 01 02		
	ПІБ	Підп.	Дата	Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Студент						1
Керівн.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТІТ, Гр. ТП – 51	Каф.
Консульт.	-					
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					



**Пояснювальна записка  
до дипломного проекту  
за темою: «Індивідуальний тепловий пункт  
житлового будинку по пр. Академіка Глушкова в  
м. Києві»**

Київ – 2019 року

## АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Індивідуальний тепловий пункт по пр. Академіка Глушкова в м. Києві: пояснювальна записка на 61 с., 5 рис., 9 табл., 11 бібліографічних найменувань; креслень – 3 арк. ф. А1.

Мета проекту – розробка проекту індивідуальної системи тепlopостачання теплового пункту житлового будинку у місті Києві.

Для кліматичних умов міста Києва визначені теплові навантаження на опалення і гаряче водопостачання житлової будівлі з заданими характеристиками і кількістю проживаючих в ній людей.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виробників відповідної продукції була розроблена і розрахована принципові незалежна схема приєднання теплообмінника та схема приготування на гаряче водопостачання.

Наведений розрахунок підігрівача системи ГВП та системи опалення, при чому в даній роботі розраховуємо пластинчатий теплообмінник з пластинами типу 0,5 М.

Після розрахунку проміжного ТО підбираємо допоміжне обладнання, тобто різні насоси та розширювальний бак.

На кресленнях наведені теплова схема індивідуального теплового пункту, компоновка теплотехнічного обладнання та теплообмінник пластинчатого типу.

Відмічені основні заходи та засоби по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці.

Ключові слова: тепловий насос, гаряче водопостачання, підігрівач, опалення, теплове навантаження, насос, розширювальний бак, температура, коефіцієнт, повітря, охорона праці.



## **АННОТАЦИЯ**

Дипломный проект первого (бакалаврской) уровня высшего образования на тему: «индивидуальный тепловой пункт по пр. Академика Глушкова в г. Киеве: пояснительная записка на 61 с., 5 рис., 9 табл., 11 библиографических наименований чертежей - 3 л. ф. А1.

Цель проекта - разработка проекта индивидуальной системы теплоснабжения теплового пункта жилого дома в городе Киеве.

Для климатических условий города Киева определены тепловые нагрузки на отопление и горячее водоснабжение жилого здания с заданными характеристиками и количеством проживающих в ней людей.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-производителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная независимая схема присоединения теплообменника и схема приготовления на горячее водоснабжение.

Приведенный расчет подогревателя ГВС и системы отопления, причем в данной работе рассчитываем пластинчатый теплообменник с пластинами типа 0,5 М.

После расчета промежуточного ТО подбираем вспомогательное оборудование, то есть различные насосы и расширительный бак.

На чертежах приведены тепловая схема индивидуального теплового пункта, компоновка теплотехнического оборудования и теплообменник пластинчатого типа.

Отмеченные основные мероприятия и средства по организационно-техническому обеспечению охраны труда.

Ключевые слова: тепловой насос, горячее водоснабжение, подогреватель, отопления, тепловая нагрузка, насос, расширительный бак, температура, коэффициент, воздух, охрана труда.

## **SUMMARY**

Diploma project of the first (Bachelor) level of higher education on the topic: "Individual heat point on Academician Glushkov avenue in Kyiv city: explanatory note for 61 pages, 5 figures, 9 tables, 11 bibliographic titles; drawings - 3 arcs. f. A1

The purpose of the project is to develop a project of an individual heat supply system for the heat supply unit of a residential building in the city of Kyiv.

For the climatic conditions of the city of Kyiv heat load for heating and hot water supply of a residential building with specified characteristics and number of people living in it are determined.

Using standard materials and catalogs of manufacturers of the corresponding products, a principled independent scheme for connecting the heat exchanger and a scheme for preparing hot water was developed and designed.

The calculations of the DHW system heater and heating system are presented, and in this work we count the plate heat exchanger with plates of type 0.5 M.

After calculating the intermediate heat exchanger, we select the auxiliary equipment, that is, different pumps and expansion vessel.

The drawings show the thermal circuit of an individual heat point, a combination of heat engineering equipment and a plate type heat exchanger.

The main measures and means for organizational and technical maintenance of labor protection are noted.

Keywords: heat pump, hot water supply, heater, heating, heat load, pump, expansion vessel, temperature, coefficient, air, labor protection.

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень.....	8
Вступ.....	10
1 Розробка схеми теплового пункту та її опис .....	12
1.1 Вузол опалення .....	12
1.2 Вузол гарячого водопостачання.....	14
2 Розрахунок теплової схеми.....	16
2.1 Визначення теплового навантаження на опалення .....	16
2.2 Визначення теплового навантаження на гаряче водопостачання.....	21
3 Розрахунок підігрівача системи опалення.....	24
3.1 Початкові дані до розрахунку.....	26
3.2 Тепловий розрахунок.....	26
3.3 Гідравлічний розрахунок.....	29
3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	30
3.5 Результати розрахунку теплообмінника системи опалення.....	30
4 Розрахунок підігрівача системи ГВП.....	32
4.1 Розрахунок навантажень та витрат.....	32
4.2 Розрахунок першого ступеня підігрівача.....	35
4.3 Розрахунок другого ступеня підігрівача.....	40
5 Вибір основного та допоміжного обладнання.....	46
5.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення.....	46
5.2 Вибір підживлювального насосу системи опалення.....	47
5.3 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання.....	48
5.4 Вибір розширювального баку системи опалення.....	50
6 Охорона праці.....	52
6.1 Технічні рішення та ОЗ з безпеки експлуатації спроектованого об'єкта.....	53
6.2 Технічні рішення та ОЗ гігієни праці та виробничої санітарії.....	56
6.3 Протипожежна безпека та протипожежний захист.....	58
Висновки.....	60
Перелік посилань.....	61

					<b>ТП 51 53 00 06 ПЗ</b>							
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку у м. Києві Пояснювальна записка			Стадія	Аркуш	Аркушів		
Студент	Лемещенко Р.М.											
Керівник	Барабаш П.О.									7	61	
Н. контр.								НТУУ «КПІ» каф. ТПТ				
Огляд												
Зав. каф.	Варламов Г.Б.											

Додаток А  
Список наукових праць та творчих досягнень.....62

Додаток Б  
Перевірка дипломного проекту на академічний плагіат.....63

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ІНДЕКСІВ

Умовні позначення:

$Q$  – теплове навантаження;  
 $K$  – коефіцієнт теплопередачі;  
 $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  
 $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря, коефіцієнт тепловіддачі;  
 $G$  – масова витрата;  
 $\rho$  – густина;  
 $a, b$  – лінійні розміри;  
 $t$  – температура;  
 $\bar{t}$  – середня температура;  
 $c$  – питома масова теплоємність;  
 $V$  – об'ємна витрата;  
 $d$  – діаметр;  
 $P$  – тиск;  
 $\delta$  – товщина;  
 $H$  – висота;  
 $S, F, f$  – площа;  
 $N$  – кількість;  
 $\Delta P$  – зміна тиску.

Верхні індекси:

осн – основний;  
 $'$  – на вході, уточнене значення;  
 $''$  – на виході;  
 $\bar{\phantom{x}}$  – середній;  
 $\partial$  – дійсний  
з – зимовий;  
л – літній.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Нижні індекси:

вт – втрати;  
вн – внутрішній;  
р.о – розрахунковий на опалення;  
ср – середній;  
сум – сумарний;  
п – повний;  
дод – додатковий;  
пр – нагрівальний прилад;  
пов – повітря;  
в – вода;  
г – гарячий.

Скорочення

ІТП – індивідуальний тепловий пункт  
ЦТП – центральний тепловий пункт  
ГВП – гаряче водопостачання  
СО – система опалення  
ТО - теплообмінник  
ПН - північ  
ПД – південь  
СХ - схід  
ЗХ - захід

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Теплові пункти поділяються на: централізовані (ЦТП) і індивідуальні (ІТП). До ІТП відносяться тільки установки із вузлами приєднання до теплових мереж систем теплопостачання однієї будівлі чи її частини.

Усі інші теплові пункти, незалежно від кількості будівель, які обслуговуються, відносяться до ЦТП.

По різних способах регулювання відпуску теплоти розрізняють:

- центральне регулювання – тільки на джерелах теплоти;
- районне, групове чи мікрорайонне – на відповідних теплових пунктах.
- місцеве – на місцевих теплових пунктах окремих будівель (ІТП);
- індивідуальне – на окремих теплоприймачах (приборах системи опалення, вентиляції і гарячої водопостачання).

Наявність ІТП обов'язково для кожної будівлі незалежно від наявності ЦТП, при цьому в ІТП передбачуються тільки ті функції які необхідні для приєднання систем споживання теплоти даної будівлі і не передбачені в ЦТП.

Індивідуальні теплові пункти мають бути вбудовані в будівлі, які вони обслуговують і розташовуватися в окремих приміщеннях на першому поверсі близько до зовнішніх стін будівлі. Допускається розміщення ІТП в технічних підпіллях або в підвалах будівель і споруджень.

У даному дипломному проєкті виконаний проєкт теплового пункту для одного житлового будинку.

До основного теплового обладнання теплових пунктів відносяться циркуляційні насоси, водо-водяні підігрівачі, грязьовики, розширювальні баки. Широке застосування у теплових пунктах мають прилади контролю і регулювання, різноманітна арматура, а також труби і теплова ізоляція. Довгий час у теплових пунктах застосовувалися підігрівачі трубчатого типу з латунними трубками. Тепер широке застосування одержали розбірні пластинчаті теплообмінники які мають такі переваги: меншу вагу, менший габаритний об'єм, тонкостінність тепло передаючих пластин та високий коефіцієнт теплопередачі, більший строк служби, легкість технічного обслуговування. Тому в даному тепло пункті встановлюються саме пластинчаті теплообмінники.

Грязьовики застосовуються у теплових пунктах на прямих трубопроводах для захисту місцевих установок і систем від сторонніх предметів, які потрапляють у зовнішні трубопроводи при їх монтажу, на зворотних трубопроводах – перед витратомірами.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Запобігаючи заносів сторонніми предметами, грязьовик, разом з тим, не повинен створювати великих додаткових втрат тиску.

Для згладжування гідравлічних пульсацій, а також для запобігання вібрації циркуляційних насосів, у замкнених системах тепlopостачання застосовуються розширювальні баки. Розширювальні баки розрізняють: ті, які працюють під надлишковим і під атмосферним тиском. Також за допомогою розширювальних баків можливе застосування автоматичного підживлення системи для компенсації втрат теплоносія внутрішньої системи.

У даному дипломному проекті розробляється тепловий пункт для тепlopостачання одного житлового будинку у місті Київ. Розрахункова температура у тепловій мережі 150/70 °С, у системі опалення 90/60°С.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



# 1 РОЗРОБЛЕННЯ СХЕМИ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО ПУНКТУ ТА ЇЇ ХАРАКТЕРИСТИКА

## 1.1 Опалювальний вузол

У зв'язку з тим, що не вистачає енергоносіїв в Україні, необхідно якось економити енергію електричну та теплову. Економію енергії теплової можна здійснити за допомогою індивідуального регулювання витрати тепла у тепловому пункті, яке пов'язане з центральним регулюванням.

Однією із таких схем, що дозволяє зберегти теплову енергію, є незалежна схема. При цій схемі система опалення долучається до теплової мережі через поверхневий пластинчатий підігрівач. При цьому система працює під тиском персонального баку, що розширюється. За допомогою підігрівача у системі режим регулювання здійснюється суттєво більш раціонально. Доцільно використовувати це при існуванні в графіку центрального регулювання зони постійної температури води. За допомогою відцентрового насоса здійснюється циркуляція води в системі опалення. Також однією з переваг такої системи є неможливість потрапляння гострої мережної води в систему опалення будинку.

Основним недоліком такої системи є величезна вартість, порівняно як приклад, з вузлом елеватора, через присутність такого устаткування, як насос, підігрівач та розширювальний бак .

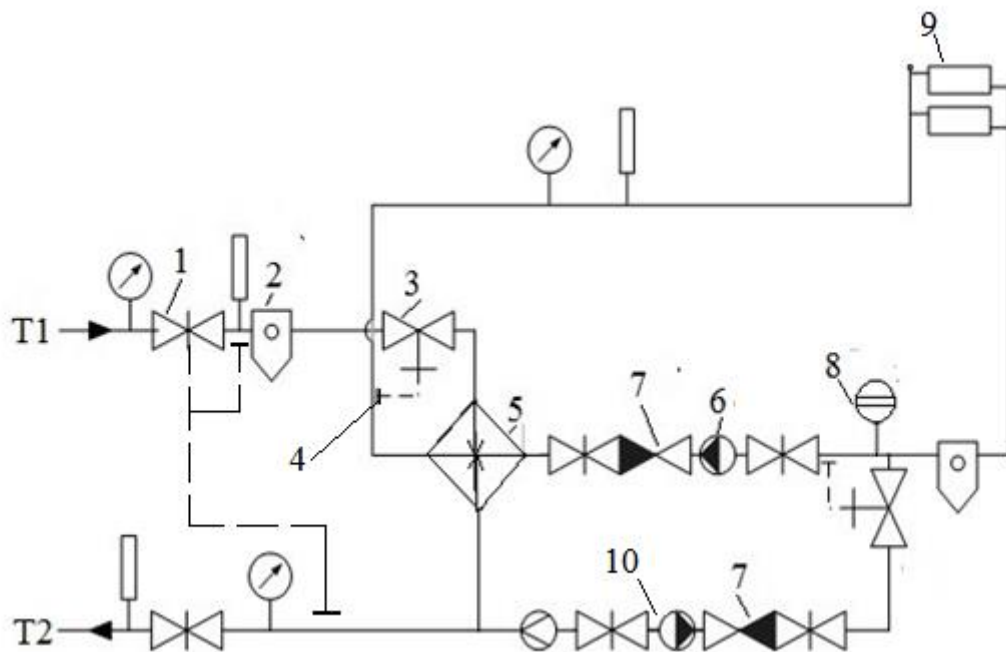
В цій системі наявні стенд управління насосами, вузол обліку теплової енергії, за їх сприянням можна перевірити усі позиції споживання тепла та врахувати такі фактори як: температура зовнішнього повітря, ізоляція огорожень будинку, теплова потужність системи опалення.

До основних недоліків даного типу налаштування можна віднести дороговизну даного устаткування, бо робота регулятора відбувається в об'єднанні з відповідними клапанами і насосними арматурами.

Застосовую автоматичне регулювання і до теплової мережі застосовую незалежну схему приєднання теплообмінників системи опалення для опалювання житлових будинків (малюнок 1.1).

Система має склад: регулятора температури води, що прикріплений на прямому трубопроводу; теплообмінного приладу, що організовує незалежну схему приєднання; циркуляційні насоси; регулятора різниці тиску, розташованого на прямому трубопроводі; розширювального баку.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



- 1 – регулятор витрати; 2 – грязьовик; 3 – регулятор температури; 4 – датчик температури води в прямому трубопроводі місцевої системи опалення;  
 5 – пластинчатий теплообмінник; 6 – циркуляційний насос; 7 – грязьовик;  
 8 – розширювальний бак; 9 – нагрівальні прилади

*Рисунок 1.1- Незалежна схема приєднання теплообмінника системи опалення*

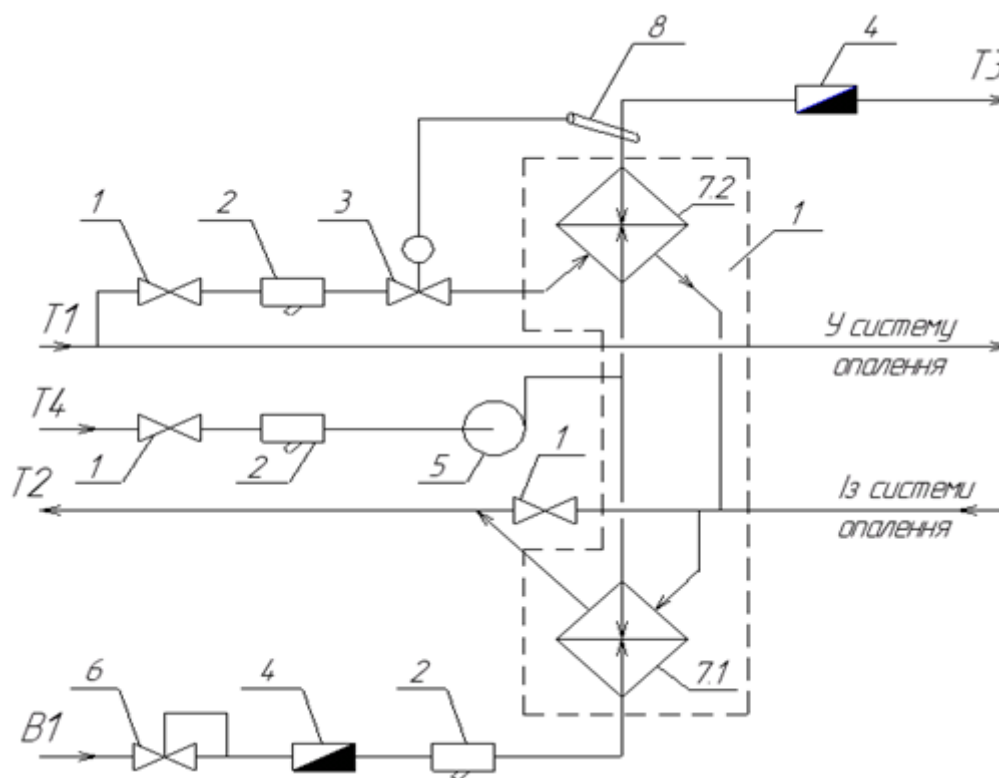
Мережна вода по прямому трубопроводу проминає через фільтр – грязьовик 2, там збираються різні механічні домішки, які зможуть призвести до забивання проходів теплообмінника і зниження його потужності. Після фільтра теплоносій потрапляє на регулятор різниці тиску 1, який потрібен для підтримання константи перепаду тисків між прямою і зворотними шляхами теплопостачання, забезпечуючи тим самим константу витрачання теплоносія через теплообмінний апарат вільно від зміни зовнішніх параметрів. Далі теплоносій потрапляє в теплообмінний апарат 5, а потім у зворотний трубопровід теплової мережі.

Внутрішній контур системи опалення має у своєму складі: опалювальні прилади; розширювального баку 8, який вживається для зрівноважування об'єму води при несталій температурі; циркуляційних насосів 6, що забезпечують циркуляцію води з потрібною витратою і напором, задовольняючи необхідну теплову силу системи; вузол підживлення, який потрібен для заповнення системи в момент запуску.

## 1.2 Вузол гарячого водопостачання

Гаряче водопостачання споживачів включене по двохступенчатій змішаній схемі (рисунок 1.2). В даній ситуації витрата мережної води через систему опалення має бути константою, а її витрата на ГВП має зміни через нестабільність витрати через водопідігрівач другого ступеня. Вузол вираховується на максимальне навантаження споживачів у літній час.

Система ГВП складається з пластинчатого теплообмінника 7, який зроблений у подібі моноблоку (перший і другий ступеня зроблені на одній рамці з проміжною плитою). Через таку інженерну думку конструкція є дешевою за рахунок зниження металоємності, а також поліпшує обв'язку теплообмінного приладу і його обслуговування, що також позначається на зменшенні витрат на монтаж і експлуатацію.



- 1-засув; 2-фільтр-грязьовик; 3-регулятор температури;
- 4-розраховувач холодного води; 5-циркуляційна насос системи ГВП;
- 6-регулятор тиску "після себе"; 7-теплообмінник ГВП (моноблок):
- 7.1-підігрівач першого рівня, 7.2- нагрівач другого ступеня;
- 8- вимірник температури водоподаючої води.

Рисунок 1.2- Схема приготування води на гаряче водопостачання

					ТП 51 53 00 06 ПЗ			Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Мережна вода потрапляє на теплообмінник через фільтр – грязьовик 2, який знижує вміст механічних компонентів у воді. Далі теплоносій потрапляє на регулятор тиску між подаючим та зворотним трубопроводом, згодом на регулятор температури гарячої водопровідної води 3. Цей агрегат зменшує утворення накипу на пластинах теплообмінника через ліміт даної температури, а також створює безпечну температуру гарячої води для споживачів. Після цього мережна вода йде на другу ступінь теплообмінника, де здійснюється остаточний нагрів водопровідної води до належної температури. Після другого ступеня мережна вода поєднується з водою із зворотної магістралі і відряджається на першу ступінь теплообмінника, у якій з огляду на велику витрату зворотної гріючої води довершується нагрів водопровідної води з температурою 5 °С. Охолоджена мережна вода поступає у зворотний трубопровід.

Водопровідна вода потрапляє у систему гарячої водопостачання через регулятор тиску 6, який понижує тиск до розробленого і підтримує його на цьому ступеня безперервно, постачаючи при цьому водорозбір, достатнє для вдоволення потреб. Після цього вода послідовно нагрівається у першому і в другому ступеня теплообмінника.

У схемі застосована рециркуляція ГВП.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

### 2.1 Визначення теплового навантаження на опалення

2.1.1 Початкові дані до розрахунку:

- розміри будинку  $a=42\text{м}; b=18\text{м}; H_{\text{п}}=27\text{ м}$
- кількість поверхів - 9 ;
- кількість будинків - 1 ;
- висота вікон –  $H_{\text{вік}}=1,5\text{ м}$
- тепла мережа -  $150\times 70\text{ }^{\circ}\text{C}$
- місто - Київ

Характеристика стін - цегляні з повітряним прошарком на важкому розчині, товщина  $\delta_1=565\text{ мм}$  (товщина прошарку  $\delta_0=50\text{ мм}$ )

Характеристика перекриття - з горищем, збірні залізобетонні панелі товщиною 160 мм; утеплювач - шлак товщиною  $\delta=200\text{ мм}$ .

Характеристика засклення-подвійне в дерев'яних сполучених рамах.

Розрахункова температура внутрішнього повітря  $t_{\text{вн}}=20^{\circ}\text{C}$

2.1.2 Кліматологічні дані для м. Київ:

- тривалість опалювального періоду- $n_0=176$  днів
- температура зовнішнього повітря у холодний період року;
  - розрахункова для опалення- $t_{\text{р.о.}}=-22\text{ }^{\circ}\text{C}$
  - середня опалювального періоду  $t_{\text{ср.о}}=-0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$

2.1.3 Теплові втрати кімнати житлового будинку, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = Q_{\text{осн}} + Q_{\text{доод}}, \quad (2.1)$$

де  $\sum Q_{\text{осн}}$  – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні будови(зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття для останнього поверху, підлогу для першого поверху), кВт

$Q_{\text{доод}}$  -додаткові втрати (орієнтування приміщення за сторонами світу, інфільтрації зовнішнього повітря, дві або більше кутові зовнішні стіни ), кВт

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.4 Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні споруди, кВт, розраховується для кожного елемента за формулою:

$$Q_{осн} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{вн.} - t_{p.o.}) \cdot n_i \quad (2.2)$$

де  $k_i$ -коєфіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій, Вт/(м²К);

$F_i$ -площа поверхні окремих зовнішніх структур, м²;

$t_{вн}$  -температура повітря всередині приміщення , °С;

$t_{p.o.}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С;

$n_i$  – коєфіцієнт, за яким беруться до уваги зниження різниці температур. Він залежить від розташування поверхні огорожувальної будови.

Висота приміщення не повинна перевищувати 4 м. Якщо ж таке трапилося, то таке приміщення потрібно розділити на дві частки по висоті і розрахувати теплові втрати для кожної частки окремо, при чому для зовнішньої конструкції висотою до 4 м розрахункова різниця температур буде такою ж, як і у формулі (2.2), а для зовнішніх споруд, що розташовані вище 4 м від підлоги, вона визначається:

$$\Delta t = \frac{t_{вн} - t_{зв} - t_{p.o.}}{2}, \quad (2.3)$$

де  $t_{зв}$ . – температура повітря, яка є зверху помешкання, °С.

$$t_{зв} = t_{вн} + k(H_n - 4), \quad (2.4)$$

де  $k$  – коєфіцієнт зростання температури по висоті, значення якого є від 0,2 до 1,5 °С/м;

$H_n$  – висота кімнати , м.

2.1.5 Визначаємо зовнішні розміри огорожень

$$A_{сз}=a_1+2\delta_1=42+2\cdot0,615=43,23 \text{ м}$$

$$A_{пш}=b_1+2\delta_1=18+2\cdot0,615=19,23 \text{ м}$$

2.1.6 Розраховуємо висоту зовнішніх стін:

$$H_{cm1} = 4 \text{ м}$$

$$H_{cm2} = (H_n - 4) + \delta_2 + \delta \quad (2.5)$$

$$H_{ст2}=(27-4)+0,16+0,2=23,36 \text{ м.}$$

2.1.7 За [1] визначаємо коєфіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриття, заповнень світлових щілин відповідно:

$$- K_{cm} = 1,07 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$- K_n = 0,88 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$- K_{\text{вік}} = 2,94 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

#### 2.1.8 Визначаємо поверхню вікон, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{вік}} = H_{\text{вік}} \cdot C \cdot n_{\text{вік}} \quad (2.6)$$

де  $n_{\text{вік}}$  – кількість вікон,  $C$  – широта вікон, м.

- для стін, що орієнтовані на захід та схід, перший поверх

$$F_{\text{вік1.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 15 = 45 \text{ м}^2;$$

- для стін, що орієнтовані на захід та схід, інші поверхи

$$F_{\text{вік1.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 135 = 405 \text{ м}^2;$$

- для стін, що орієнтовані на південь та північ, перший поверх

$$F_{\text{вік2.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 6 = 18 \text{ м}^2;$$

- для стін, що орієнтовані на південь та північ, інші поверхи

$$F_{\text{вік2.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 54 = 162 \text{ м}^2;$$

#### 2.1.9 Визначаємо поверхні зовнішніх стін

$$F_1 = A_{\text{ст}} H_{\text{ст}} - F_{\text{вік}}, \quad (2.7)$$

- для стіни, що орієнтовані на північ та південь, перший поверх

$$F_{\text{ст2.1}} = 19,23 \cdot 4 - 18 = 58,92 \text{ м}^2$$

- для стіни, що орієнтовані на північ та південь, інші поверхи

$$F_{\text{ст2.2}} = 19,23 \cdot 23,36 - 162 = 287,21 \text{ м}^2$$

- для стіни, що орієнтовані на схід та захід, інші поверхи

$$F_{\text{ст1.1}} = 43,23 \cdot 4 - 45 = 127,92 \text{ м}^2$$

- для стіни, що орієнтовані на схід та захід, інші поверхи

$$F_{\text{ст1.2}} = 43,23 \cdot 23,36 - 405 = 604,85 \text{ м}^2$$

#### 2.1.10 Визначаємо площу перекриття, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5_1)(b_1 + 0,5_1) \quad (2.8)$$

$$F_{\text{пер}} = (42 + 0,5 \cdot 0,615)(18 + 0,5 \cdot 0,615) = 774,54 \text{ м}^2$$

#### 2.1.11 Розрахункова різниця температур:

- якщо висота приміщення  $H_{\text{п}} \leq 4$  м різниця температур, :

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}, ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = 20 - (-23) = 43 ^\circ\text{C}$$

- якщо висота приміщення  $H_{\text{п}} > 4$  м різниця температур по формулам 2.3–2.4

$$t_{\text{зв}} = 20 + 0,7 \cdot (27 - 4) = 36,1 ^\circ\text{C}$$

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 51 53 00 06 ПЗ	

$$\Delta t_2 = \frac{20 + 36,1}{2} - (-22) = 50,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.1.12 Визначення теплових втрат через підлогу.

За умовою розміри підлоги: 40×25 м, відповідно площі зон :

$$F_1 = 224 \text{ м}^2$$

$$F_2 = 192 \text{ м}^2$$

$$F_3 = 160 \text{ м}^2$$

$$F_4 = 180 \text{ м}^2$$

Термічні опори теплопередачі деяких зон неутепленої підлоги з [1]) складають :

- для 1-ї зони -  $r_1 = 2,15 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$

- для 2-ї зони -  $r_2 = 4,3 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$

- для 3-ї зони -  $r_3 = 8,6 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$

- для 4-ї зони -  $r_4 = 14,2 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$

Теплові втрати для підлоги розраховуються окремо до кожної зони відповідно, за формулою:

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_i, \quad (2.9)$$

$$Q_1 = \frac{224}{2,15 \cdot 1000} \cdot 43 = 4,48 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = \frac{192}{4,3 \cdot 1000} \cdot 43 = 1,92 \text{ кВт}$$

$$Q_3 = \frac{160}{8,6 \cdot 1000} \cdot 43 = 0,8 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = \frac{180}{14,2 \cdot 1000} \cdot 43 = 0,54 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q = 4,48 + 1,92 + 0,8 + 0,54 = 7,74 \text{ кВт}$$

2.1.13 Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення розраховуємо за формулою (2.2), при цьому коефіцієнт  $n=1$  для вертикальних зовнішніх стін і  $n=0,9$  для перекриття зорищем.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.1.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Таблиця 2.1 - Обчислення розрахунків втрат теплоти

Зовнішнє Обгород- ження	Орієнту- вання за сторонами світу	Поверхня обгород- ження $F_i, \text{ м}^2$	Розрахун- кова різ- ниця тем- ператур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопере- дачі $K_i$ , $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	Втрати теплоти через обго- родження $Q_{\text{обг } i}, \text{ кВт}$	Додаткові втрати, %	Втрати теплоти, враховуючи додаткові, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
1-й поверх							
Зовнішня стіна	Пн	58,92	43	1,07	2,71	5	2,85
Зовнішня стіна	Пд	58,92	43	1,07	2,71	5	2,85
Зовнішня стіна	Зх	127,92	43	1,07	5,89	5	6,19
Зовнішня стіна	Сх	127,92	43	1,07	5,89	5	6,19
Вікна	Пн	18	43	2,94	2,27	5	2,38
Вікна	Пд	18	43	2,94	2,27	5	2,38
Вікна	Сх	45	43	2,94	5,69	5	5,97
Вікна	Зх	45	43	2,94	5,69	5	5,97
Двері	Сх	6	43	2,5	0,65	5	0,68
1	2	3	4	5	6	7	8
Інші поверхи							
Зовнішня стіна	Пн	287,21	50,05	1,07	15,38	5	16,15
Зовнішня стіна	Пд	287,21	50,05	1,07	15,38	5	16,15
Зовнішня стіна	Сх	604,85	50,05	1,07	32,39	5	34
Зовнішня стіна	Зх	604,85	50,05	1,07	32,39	5	34

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

ТП 51 53 00 06 ПЗ

Лист

Продовження таблиці 2.1

Вікна	Пн	162	50,05	2,94	23,84	5	25
Вікна	Пд	162	50,05	2,94	23,84	5	25
Вікна	Сх	405	50,05	2,94	59,59	5	62,57
Вікна	Зх	405	50,05	2,94	59,59	5	62,57
Перекриття	-	774,54	50,05	0,88	34,11	-	35,8
Підлога	-	-	43	-	7,74	-	8,13
Всього							338

2.1.14 Витрати теплоти на підігрівання інфільтраційного повітря враховують тільки для вікон та дверей в розмірі 15 % від основних теплових втрат :

$$Q_{инф} = (2,27 + 2,27 + 5,69 + 5,69 + 0,65 + 23,84 + 23,84 + 59,59 + 59,59) \cdot 0,15 = 27,5 \text{ кВт}$$

2.1.15 Сумарні теплові втрати приміщенням, кВт, вираховуються за формулою (2.1):

$$Q_{втр.} = \sum Q_{обг.і} + Q_{инф.} = 27,5 + 338 = 365,5 \text{ кВт}$$

2.1.16 Річна витрата теплоти на опалення

$$Q_0^{рік} = Q_0^{сп} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600 \quad (2.10)$$

$$Q_0^{рік} = 365,5 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 5,55 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік.}$$

## 2.2 Розрахунок витрат теплоти на гаряче водопостачання

2.2.1 Середня витрата теплоти за отоплювальний період:

$$Q_{сп}^{26} = M_{з.в} K_{т.п} c (t_z - t_x) \quad (2.11)$$

де  $K_{т.п}$  – коефіцієнт, що бере до уваги втрати теплоти від трубопроводів,

$K_{т.п} = 1,395$ ;

$c_v$  – теплоємність води,  $c_v = 4,187 \text{ кДж/(кг·К)}$ ;

$$M_{з.в} = \frac{n_{двд} \cdot m \cdot a}{24 \cdot 3600} \quad (2.12)$$

де  $m$  – кількість людей, які використовують гарячу воду,  $m = 650$  чол.;

$a$  – норма витрати гарячої води для житлового приміщення заданого типу  $a = 115 \text{ кг/добу}$  (беремо з [1])

								Лист
					ТП 51 53 00 06 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

$$M_{z.g} = \frac{1 \cdot 650 \cdot 115}{24 \cdot 3600} = 0,86 \frac{\text{кВт}}{\text{с}}$$

$$Q_{z.g}^{cp} = 0,86 \cdot 1,395 \cdot 4,187 \cdot (55 - 5) = 251,16 \text{ кВт}$$

### 2.2.2 Максимальна витрата теплоти

$$Q_{z.g}^{\max} = Q_{z.g}^{cp} \cdot \chi_z \cdot \chi_\theta \quad (2.13)$$

де  $\chi_z$  - коефіцієнт добової нерівномірності [4]

$\chi_\theta$  - коефіцієнт місячної нерівномірності [4]

$$Q_{z.g}^{\max} = 251,16 \cdot 1,2 \cdot 2,0 = 602,78 \text{ кВт}$$

### 2.2.3 Середня витрата теплоти за період влітку

$$Q_{z.g}^{cp.l} = Q_{z.g}^{cp} \frac{t_z - t_{x.l}}{t_z - t_x} \cdot \beta \quad (2.14)$$

$$Q_{z.g}^{cp.l} = 251,16 \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 160,74 \text{ кВт},$$

де  $t_{x.l}$  – температура охолонутої води влітку,  $t_{x.l} = 15^\circ\text{C}$ .

$\beta$  - зниження витрат гарячої водопостачання в літній період, для міста Київ  $\beta = 0,8$ ;

### 2.2.4 Річна витрата теплоти

$$Q_{z.g}^{pik} = [Q_{z.g}^{cp} \cdot n_o + Q_{z.g}^{cp.l} (350 - n_o)] \cdot 24 \cdot 3600 \quad (2.15)$$

$$Q_{z.g}^{pik} = [251,16 \cdot 179 + 160,74 \cdot (350 - 179)] \cdot 24 \cdot 3600 = 6,26 \cdot 10^6 \frac{\text{МДж}}{\text{рік}}$$

де 350 – тривалість використання на рік навантаження на гаряче водопостачання з урахуванням 15 днів перерви на ремонт тепломереж та джерел теплопостачання.

Результати розрахунків зводимо у таблиці

Таблиця 2.2 – Максимальні витрати теплоти, кВт

Навантаження	Позначення	Значення величини
1. Витрати теплоти на опалення	$Q_0$	365,5
2. Витрата теплоти на ГВП		
- за опалювальний період	$Q_{z.g}^{cp}$	251,16
- максимальна	$Q_{z.g}^{\max}$	602,78
- за літній період	$Q_{z.g}^{cp.l}$	160,74
Сумарна витрата	$Q_\Sigma$	1380,18

Таблиця 2.3 – Річні витрати теплоти, МДж/рік

Навантаження	Позначення	Значення величини
1.Річна витрата теплоти на опалення	$Q_0^{рік}$	$5,55 \cdot 10^6$
2.Річна витрата теплоти на ГВП	$Q_{г.в}^{рік}$	$6,26 \cdot 10^6$
Сумарна витрата	$Q_{\Sigma, рік}$	$11,81 \cdot 10^6$

### 3 РОЗРАХУНОК ПІДГРІВАЧА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

В якості підігрівача системи опалення був вибраний пластинчатий теплообмінник. Основним елементом теплообмінника є теплопередаючі пластини, виготовлених з корозійно - стійких сталей , методом холодного штамповки.

В робочому положенні пластини щільно прижаті одне до одної і утворюють щільні канали. На лицевій стороні кожної пластини в спеціальні канавки встановлена гумова контурна прокладка, яка забезпечує непроникність каналів. Два з чотирьох щілин в пластині забезпечують підведення та відведення граючої середи або середи яку нагрівають до каналу. Два інших відтулин, додатково відгороджені малими контурами прокладки, які запобігають змішенню гріючої середи та середи, які нагрівають. Для попередження змішування середовищ у випадку прориву одного з малих обрисів прокладки передбачені дренажні заглиблення.

Просторова звивиста течія речовини в каналах сприяє турбулізації потоків, а протиток між середою яку нагрівають і гріючою сприяє зростанню температурного напору і, в результаті, посиленню теплообміну при дуже малих гідравлічних опорах. При цьому різко знижується утворення осаду на поверхні пластин.

Поверхня теплообміну пристроїв утворена металевими пластинами з гофрованою поверхнею, які об'єднані в пакунки. Робочі оточення рухаються між пластинами у каналах (каналах), які сформувались при наборі пластин. Вибір величини зазору підвладний забрудненням робочих середовищ та схильності середовищ до відкладень на стінках.

За способом збирання приладів та ступенем досяжності для механічного очищення і огляду поверхні пластин вирізняють розбірні, напіврозбірні та нерозбірні (зварні) пластинчасті теплообмінники.

У розбірних обладнань пластини у зборі відділена одна від одної гумовими прокладками. У напіврозбірних пристроїв дві приварені пластини утворюють блок. З таких блоків збирають необхідну теплообмінну поверхню. Ущільнення місць зв'язку окремих блоків відбувається гумовим прокладанням. У нерозбірних апаратів з'єднання пластин відбувається зварюванням. Спосіб збирання пластин окреслюється діапазоном робочих параметрів. Розбірні й напіврозбірні механізми вживають за таких умов: тиск  $P \leq 1,6$  МПа, температура  $-30^{\circ}\text{C} \leq t \leq 180^{\circ}\text{C}$ . Зварні прилади можуть бути використані, якщо тиск робочих сфер  $P \leq 4$  МПа, температура  $-150^{\circ}\text{C} \leq t \leq 400^{\circ}\text{C}$ .

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Промисловість з виробництва теплообмінників виготовляє їх з поверхнею теплообміну однієї пластини  $F_0=0,1; 0,2; 0,3; 0,5; 0,63; 0,8; 1 \text{ м}^2$ . Труби для збору використовують безшовні із сталі 10 і 20.

Для мереж гарячої водопостачання повинні вживатися оцинковані сталеві труби, які повинні поєднуватися за допомогою електрозварювання під шаром флюсу. Всі зварні контакти повинні підлягати ультразвуковому нагляду. Обладнання на трубопроводах з  $D_y$  до 150 мм розміщується з ручним приводом, на більші діаметри встановлюється обладнання з ручним приводом через редуктор. На трубопроводах, якими прилучаються теплообмінники, колектори та системи підживлення ставляться повнопрохідні шарові крани, інші трубопроводи можуть встановлюватися неповно прохідними шаровими кранами. Труби і пристрої повинні бути вкриті тепловою ізоляцією з мінераловатних напівциліндрів, які після складання вкривають рулонним склопластиком.

Схему за якою рухаються теплоносії в теплообміннику приймаємо протиточну, тому що така схема є найбільш доцільною у випадку водо-водяних підігрівників.

Для теплообмінного апарату приймаємо пластини ALFA LAVAL типу 0,5M [8].

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пластини

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta_{ст}$ , мм	1380×550×1
Поверхня теплообміну $F_{пл}, \text{м}^2$	0,5
Маса $m$ , кг	5,6
Щілинні канали	
Хода гофрів $s$ , мм	20,8
Висота гофрів $h$ , мм	5
Кількість гофрів $n_r$ , шт.	48
Еквівалентний діаметр каналу $d_e$ , м	0,0096
Площа перерізу зазору $f_{пл}$ , $\text{м}^2$	0,0024
Найбільший розпізнаваний діаметр штуцера $D_{шт}$ , мм	150
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	22
Гідравлічний коефіцієнт $c$	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$ , м	1,0

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.1 Початкові дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення  $Q_0 = 365,5$  кВт
- температура води у прямому трубопроводі  $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ\text{C}$  ;
- температура води зворотному трубопроводі  $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ\text{C}$  ;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення  $t_{\text{прям.2}} = 90^\circ\text{C}$
- температура води у поворотному трубопроводі системи опалення  $t_{\text{звор.2}} = 60^\circ\text{C}$

### 3.2 Тепловий розрахунок

#### 3.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

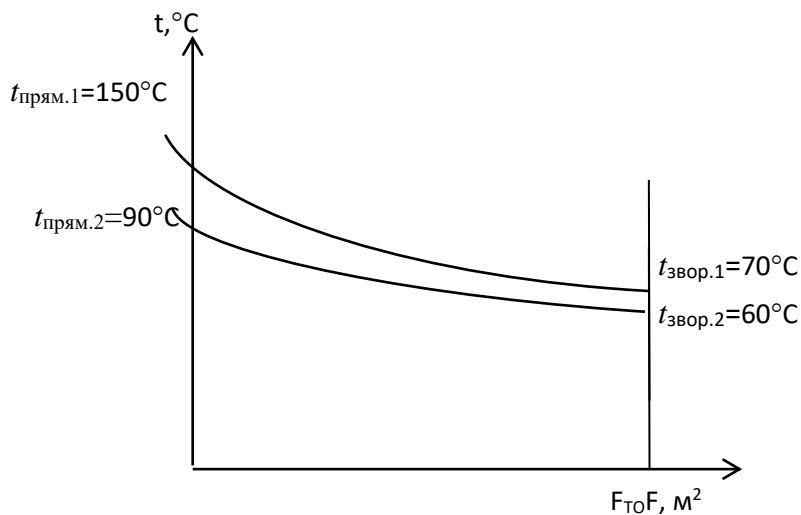


Рисунок 3.1-Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (3.1)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\sigma} = 150 - 90 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\text{м}} = 70 - 60 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

середньологарифмічна різниця температур

$$\Delta \bar{t} = \frac{60 - 10}{\ln \frac{60}{10}} = 12,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.2.2 Середні температури та теплофізичні дані теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}; \quad (3.2)$$

$$t_{cp1} = \frac{150 + 70}{2} = 110^\circ C$$

По  $t_{cp1} = 110^\circ C$  з [2] визначаємо теплофізичні дані:

$$\rho_1 = 951 \frac{кг}{м^3}; Pr_1 = 1,6; \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}; \quad (3.3)$$

$$t_{cp2} = \frac{90 + 60}{2} = 75^\circ C$$

По  $t_{cp2} = 75^\circ C$  з [2] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 974,8 \frac{кг}{м^3}; Pr_2 = 2,38; \nu_2 = 0,39 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}; \lambda_2 = 67,1 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}.$$

### 3.2.3 Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (3.4)$$

$$t_c = \frac{110 + 75}{2} = 92,5^\circ C$$

По  $t_c = 92,5^\circ C$  з [2] знаходимо теплофізичні параметри  $Pr_c = 1,8$ ;

### 3.2.4 Витрати води у теплообміннику

$$G_{on} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.} - t_{звор.})}; \quad (3.5)$$

$$G_{on1} = \frac{365,5}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 1,09 \frac{кг}{с};$$

$$G_{on2} = \frac{365,5}{4,187 \cdot (90 - 60)} = 2,91 \frac{кг}{с}.$$

### 3.2.5 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу затверджуємо  $z_1 = z_2 = 5$ .

$$W = \frac{G_{on}}{z \cdot f \cdot \rho} \quad (3.6)$$

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						



$$W_1 = \frac{1,09}{5 \cdot 0,0024 \cdot 951} = 0,095 \frac{M}{c};$$

$$W_2 = \frac{2,91}{5 \cdot 0,0024 \cdot 974,8} = 0,248 \frac{M}{c}.$$

### 3.2.6 Температурний множник

$$A = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu^{0,73}} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (3.7)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left( \frac{1,6}{1,8} \right)^{0,25} = 7180;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{67,1 \cdot 10^{-2}}{(0,39 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,38^{0,43} \left( \frac{2,38}{1,8} \right)^{0,25} = 6426.$$

### 3.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (3.8)$$

$$\alpha_1 = 7180 \frac{0,095^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 4515 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C};$$

$$\alpha_2 = 6426 \frac{0,248^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 8141 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

### 3.2.8 Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (3.9)$$

де  $\beta_1$ - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;

беру  $\beta_1=0,92 \dots 0,95=0,93$ ,

$R_3$ - термічний опір забрудненого слою, приймаю  $R_3=0,0002$ ,

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{4515} + \frac{1}{8141} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1577$$

### 3.2.9 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_0}{k \Delta t}; \quad (3.10)$$

$$F = \frac{365,5}{1577 \cdot 12,7} = 18,25 \text{ м}^2$$

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 51 53 00 06 ПЗ					

### 3.2.10 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}; \quad (3.11)$$

$$z_{nl} = \frac{18,25}{0,5} \approx 37 \text{ шт.}$$

### 3.2.11 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (3.12)$$

$$x = \frac{37 - 1}{5 + 5} = 4 \text{ шт.}$$

### 3.2.12 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (3.13)$$

$$z_{nl} = 4 \cdot 5 + 4 \cdot 5 + 1 = 41 \text{ шт.}$$

### 3.2.13 Сумарна площа підігріву теплообмінника

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}; \quad (3.14)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 41 = 20,5 \text{ м}^2.$$

## 3.3 Гідрравлічний розрахунок

### 3.3.1 Число Рейнольдса

$$Re = \frac{W d_{\text{э}}}{\nu}; \quad (3.15)$$

$$Re_1 = \frac{0,095 \cdot 0,0096}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 3353;$$

$$Re_2 = \frac{0,248 \cdot 0,0096}{0,39 \cdot 10^{-6}} = 6105$$

### 3.3.2 Коефіцієнт гідрравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{Re^{0,25}}; \quad (3.16)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{3353^{0,25}} = 1,97;$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{6105^{0,25}} = 1,69$$

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

### 3.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P = \lambda \frac{L_{np} \cdot x \cdot \rho \cdot W^2}{d_s \cdot 2}; \quad (3.17)$$

$$\Delta P_1 = 1,97 \frac{1,0}{0,0096} \times \frac{4 \times 951 \times 0,095^2}{2} = 3523 \text{ Па};$$

### 3.3.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка підігрівається

$$\Delta P_2 = 1,69 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{4 \cdot 974,8 \cdot 0,248^2}{2} = 21109 \text{ Па}$$

## 3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

3.4.1 Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1 \text{ м/с}$ ;

3.4.2 Патрубок для мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}; \quad (3.18)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,09}{\pi \cdot 951 \cdot 1}} = 0,038 \text{ м}$$

Приймаємо  $D_{on1} = 42 \text{ мм}$ .

3.4.3 Патрубок для води внутрішньої системи опалення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}; \quad (3.19)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,91}{\pi \cdot 974,8 \cdot 1}} = 0,06 \text{ м}$$

Приймаємо  $D_{on2} = 63,5 \text{ мм}$ .

## 3.5 Результати розрахунку теплообмінника системи опалення

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 3.2.

Принципову схему переміщення теплоносіїв та прилучання патрубків показано на рисунку 3.2

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2- Характеристика теплообмінника системи опалення

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Значення
1 Коефіцієнт тепло- передачі	$K$	$\frac{Вт}{м^2 К}$	1577
2 Загальна поверхня теплообміну	$F$	м <sup>2</sup>	18,25
3 Втрата тиску з мережної сторони	$\Delta P_1$	Па	3523
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	$\Delta P_2$	Па	21109
5 Кількість ходів	$z$	шт.	4
6 Кількість пластини	$N$	шт.	41
7 Діаметр патрубків мережної води	$D_{оп1}$	мм	42
8 Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	$D_{оп2}$	мм	63,5

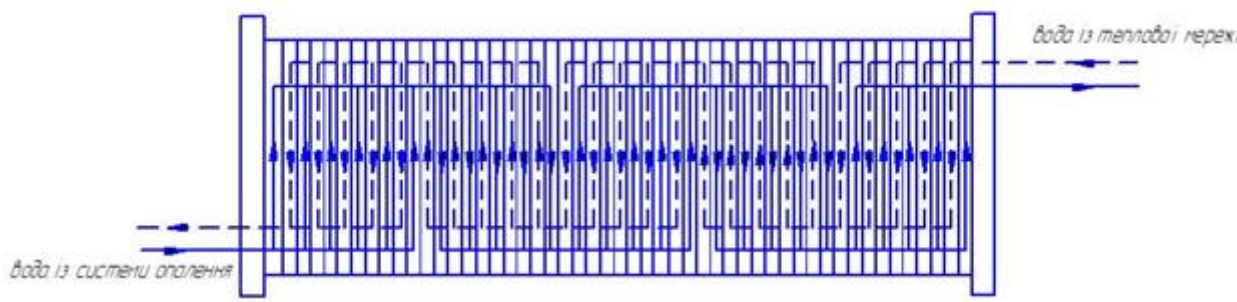


Рисунок 3.2 – Принципова схема теплообмінника системи опалення

Схема компоновки  $Cx = \frac{4 + 4 + 4 + 4 + 4}{4 + 4 + 4 + 4 + 5}$

#### 4 РОЗРАХУНОК ПІДГРІВАЧА СИСТЕМИ ГВП

В теплових пунктах необхідно використовувати водянi горизонтальнi секційнi кожухотрубноi або пластинчатi водопідігрівники.

В якості підігрівачів води на ГВП були вибрані пластинчаті теплообмінники з пластинами типу 0,5М. Підігрівачі виконані у вигляді моноблоку, що значно зменшує площу розташування теплообмінників.

Підігрівач системи ГВП розбитий на дві зони з одноковим тепловим навантаженням, в кожній з яких здійснюється двохступеневий підігрів теплоносія. В першій ступеня здійснюється підігрів води за рахунок води із зворотної магістралі. В другий ступеня вода догрівається до необхідної температури теплом із прямої магістралі і постачається безпосередньо на водорозбірні прилади.

Теплове навантаження  $Q_{т.в.}^{max}$  порівну розділяється на дві зони підігріву, розраховані на 50 % продуктивності кожний. Розрахунок поверхні нагріву водо-водяних підігрівників для системи ГВП здійснюється при температурі води в подаючому трубопроводі теплової мережі, яка відповідає точці зламу температурного графіку.

Схему по якій рухаються теплоносії в теплообміннику приймаємо протиточну, тому що така схема є найбільш доцільною у випадку водо-водяних підігрівників.

#### Розрахунок навантажень та витрат

##### 4.1.1 Вихідні данні:

а) I зона суцільне максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання

$$Q_{г.в.}^{max} = 602,78 \text{ кВт};$$

б) II зона суцільне максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання

$$Q_{г.в.}^{max} = 602,78 \text{ кВт};$$

в) розрахункова температура води :

- у прямому трубопроводі системи опалення  $t_{прям.2}^p = 90^\circ C$
- у зворотному трубопроводі системи опалення  $t_{звор.2}^p = 60^\circ C$ ;
- у прямому трубопроводі  $t_{прям.1}^p = 150^\circ C$  ;
- у поворотному трубопроводі  $t_{звор.1}^p = 70^\circ C$  ;
- гарячої води  $t_г = 55^\circ C$  ;
- холодного води  $t_х = 5^\circ C$

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

#### 4.1.2 Середня температура води в опалювальних приладах

$$t_{on,cp}^p = \frac{t_{np,2}^p + t_{зв,2}^p}{2}; \quad (4.1)$$

$$t_{on,cp}^p = \frac{90 + 60}{2} = 75^{\circ}C.$$

#### 4.1.3 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка

$$t_3^{зп} = t_{вн}^p - \varphi_{он}^{зп} (t_{вн}^p - t_{p,o}); \quad (4.2)$$

де  $\varphi$  - опалювальний коефіцієнт, який приймає таким, що дорівнює  $\varphi = 0,34$ ;

$$t_3^{зп} = 20 - 0,34 \cdot (20 + 22) = 5,72^{\circ}C$$

#### 4.1.4 Температура мережної води у зворотному трубопроводі

$$t_{звор,1}^{\min} = t_{прям,1}^{\min} - (t_{прям,1}^p - t_{звор,1}^p) \frac{t_{вн}^p - t_3^{зп}}{t_{вн}^p - t_{p,o}} \quad (4.3)$$

$$t_{звор,1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{20 - 5,72}{20 + 22} = 42,8^{\circ}C$$

#### 4.1.5 Температура нагрітої води після першого ступеня підігрівача

Недогрів чистої води:  $\delta = 6...10^{\circ}C$ . Приймаю  $\delta = 10^{\circ}C$

$$t_n = t_{звор}^{\min} - \delta; \quad (4.4)$$

$$t_n = 42,8 - 10 = 32,8^{\circ}C.$$

#### 4.1.6 Теплове навантаження водопідігрівачів

##### а) Теплове навантаження першого ступеня

$$Q_{звн1} = Q_{з.в.}^{\max} \frac{t_n - t_x}{t_2 - t_x}; \quad (4.5)$$

$$Q_{звн1} = 602,78 \frac{32,8 - 5}{55 - 5} = 335,14 \text{кВт}.$$

##### б) Теплове навантаження другого ступеня

$$Q_{звн2} = Q_{з.в.}^{\max} - Q_{звн1}; \quad (4.6)$$

$$Q_{звн2} = 602,78 - 335,14 = 267,64 \text{кВт}.$$

#### 4.1.7 Масова витрата води на ГВП у ступенях підігрівача

##### а) першого ступеня

$$G_{з.в.1} = \frac{Q_{з.в.}^{\max}}{c_p \cdot (t_2 - t_x)}; \quad (4.7)$$

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ТП 51 53 00 06 ПЗ					

$$G_{z.6.1} = \frac{602,78}{4,187 \cdot (55 - 5)} = 2,88 \frac{\text{KZ}}{\text{c}}$$

б) другого ступеня

$$G_{z.6.2} = G_{z.6.1} + 0,1 \cdot G_{z.6.1}; \quad (4.8)$$

$$G_{z.6.2} = 2,88 + 0,1 \cdot 2,88 = 3,17 \frac{\text{KZ}}{\text{c}}$$

4.1.8 Витрата мережної води у другій ступеня підігрівача гарячої води

$$G_{z2} = \frac{Q_{звн2}}{c_p (t_{\text{прям1}}^{\text{min}} - t_{\text{звор1}}^{\text{min}})}; \quad (4.9)$$

$$G_{z2} = \frac{267,64}{4,187 (70 - 42,8)} = 2,35 \frac{\text{KZ}}{\text{c}}$$

4.1.9 Витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря, ступеняй температурі у точці зламу

$$Q_o^{3л} = Q_o \frac{t_{\text{вн}}^p - t_z^{3л}}{t_{\text{вн}}^p - t_{p.o}}; \quad (4.10)$$

$$Q_o^{3л} = 365,5 \frac{20 - 5,72}{20 + 22} = 124,27 \text{ кВт.}$$

4.1.10 Витрата мережної води на опалення у точці зламу

$$G_{on}^{3л} = \frac{Q_o^{3л}}{c_p (t_{\text{прям.1}}^{\text{min}} - t_{\text{звор.1}}^{\text{min}})}; \quad (4.11)$$

$$G_{on}^{3л} = \frac{124,27}{4,187 \cdot (70 - 42,8)} = 1,1 \frac{\text{KZ}}{\text{c}}$$

4.1.11 Сумарна витрата мережної води води на першу ступінь водонагрівача

$$G_{z1} = \varphi (G_{z2} + G_{on}^{3л}); \quad (4.12)$$

$$G_{z1} = 0,85 \cdot (2,35 + 1,1) = 2,93 \frac{\text{KZ}}{\text{c}}$$

4.1.12 Температура мережної води води на виході з першого ступеня підігріву

$$t_{3л}^1 = t_{звор.1}^{\text{min}} - \frac{Q_{звн1}}{c_p \cdot G_{z1}}; \quad (4.13)$$

$$t_{3л}^1 = 42,8 - \frac{335,14}{4,187 \cdot 2,93} = 15,5 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

						ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

## 4.2 Розрахунок першого ступеня підігрівача

### 4.2.1 Початкові значення до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на першу ступінь  $Q_{gen1} = 335,14 \text{ кВт}$
- температура мережної води на вході  $t'_1 = t_{36}^{min} = 42,8^\circ\text{C}$ ;
- температура мережної води на виході  $t''_1 = t_p = 15,5^\circ\text{C}$ ;
- температура холодної води  $t'_2 = t_x = 5^\circ\text{C}$ ;
- температура гарячої води на виході з першого ступеня  $t''_2 = t_p = 32,8^\circ\text{C}$ .

### 4.2.2 Тепловий розрахунок

#### 4.2.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

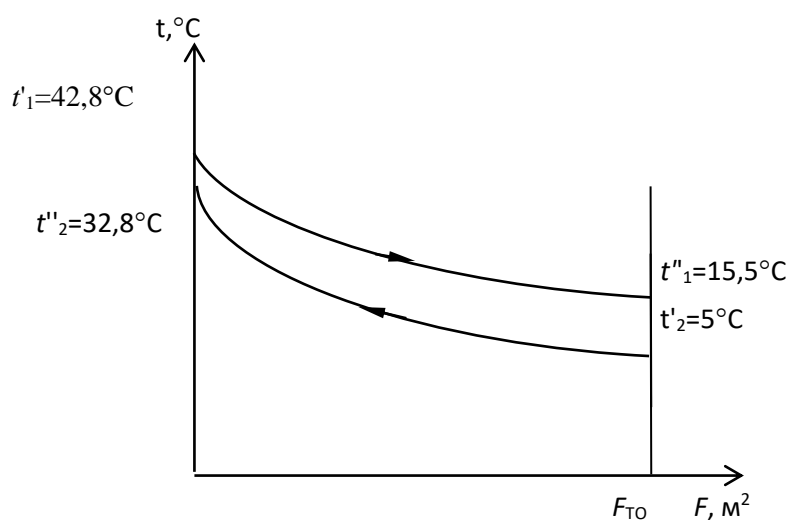


Рисунок 4.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta t = \frac{\Delta t_o - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_o}{\Delta t_m}} \quad (4.14)$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_m = 42,8 - 32,8 = 10^\circ\text{C}.$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_o = 15,5 - 5 = 10,5^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t = \frac{10,5 - 10}{\ln \frac{10,5}{10}} = 10,25^\circ\text{C}.$$



4.2.2.2 Середні температури та теплофізичні дані теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}; \quad (4.15)$$

$$t_{cp1} = \frac{42,8 + 15,5}{2} = 29,15^\circ C.$$

По  $t_{cp1} = 29,15^\circ C$  з [2] визначаємо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 995,9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad Pr_1 = 5,55; \quad \nu_1 = 0,82 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad \lambda_1 = 61,64 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}; \quad (4.16)$$

$$t_{cp2} = \frac{32,8 + 5}{2} = 18,9^\circ C.$$

По  $t_{cp2} = 18,9^\circ C$  з [2] визначаємо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 998,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad Pr_2 = 7,3; \quad \nu_2 = 1,039 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad \lambda_2 = 59,6 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

4.2.1.1 Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (4.17)$$

$$t_c = \frac{29,15 + 18,9}{2} = 24,03^\circ C.$$

По  $t_c = 24,03^\circ C$  з [2] знаходимо теплофізичні параметри  $Pr_c = 6,37$ ;

4.2.1.2 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного пристрою приймаємо тип пластин 0,5М.

Технічна характеристика див. у п. 3.2.4

Кількість каналів одного ходу приймаю таким, що дорівнює  $z_1 = z_2 = 3$

$$W_1 = \frac{G_{z1}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}; \quad (4.18)$$

$$W_1 = \frac{2,93}{3 \cdot 0,0024 \cdot 995,9} = 0,41 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$W_2 = \frac{G_{z2}}{z_2 \cdot f_2 \cdot \rho_2}; \quad (4.19)$$

$$W_2 = \frac{2,88}{3 \cdot 0,0024 \cdot 998,4} = 0,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

									Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

#### 4.2.1.3 Температурний множник

$$A = 0,1 \frac{\lambda}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (4.20)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{61,64 \cdot 10^{-2}}{(0,82 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 5,55^{0,43} \left( \frac{5,55}{6,37} \right)^{0,25} = 3450$$

$$A_2 = 0,1 \frac{59,6 \cdot 10^{-2}}{(1,039 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 7,3^{0,43} \left( \frac{7,3}{6,37} \right)^{0,25} = 3382$$

#### 4.2.1.4 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (4.21)$$

$$\alpha_1 = 3450 \frac{0,41^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 6309 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}};$$

$$\alpha_2 = 3382 \frac{0,4^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 6074 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

#### 4.2.1.5 Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (4.22)$$

де  $\beta_1$  - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; вибираю  $\beta_1=0,92\dots0,95=0,93$ ,

$R_3$ - термічний опір забрудненого слою, приймаю  $R_3=0,0002$

$$\kappa = \frac{0,93}{\frac{1}{6309} + \frac{1}{6074} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1636 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

#### 4.2.1.6 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_{сеп1}}{\kappa \Delta t}; \quad (4.23)$$

$$F = \frac{335140}{1636 \cdot 10,25} = 19,98 \text{ м}^2.$$

#### 4.2.1.7 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача

$$z_{ni} = \frac{F}{F_{ni}}; \quad (4.24)$$

						ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

$$z_{nl} = \frac{19,98}{0,5} \approx 40 \text{ шт.}$$

4.2.1.8 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (4.25)$$

$$x = \frac{40 - 1}{3 + 3} = 7 \text{ шт.}$$

4.2.1.9 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (4.26)$$

$$z_{nl} = 7 \cdot 3 + 7 \cdot 3 + 1 = 43 \text{ шт.}$$

4.2.1.10 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}; \quad (4.27)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 43 = 21,5 \text{ м}^2.$$

4.2.3 Гідрравлічний розрахунок

4.2.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{W \cdot d_3}{\nu}; \quad (4.28)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1} = \frac{0,41 \cdot 0,0096}{0,82 \cdot 10^{-6}} = 4800;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2} = \frac{0,4 \cdot 0,0096}{1,039 \cdot 10^{-6}} = 3696.$$

4.2.3.2 Коефіцієнт гідрравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{\text{Re}^{0,25}}; \quad (4.29)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{4800^{0,25}} = 1,8;$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{3696^{0,25}} = 1,9.$$

4.2.3.2 Втрати тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}; \quad (4.30)$$

$$\Delta P_1 = 1,8 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{7 \cdot 995,9 \cdot 0,41^2}{2} = 109863 \text{ Па};$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4.2.3.2 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = 1,9 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{7 \cdot 998,4 \cdot 0,4^2}{2} = 221312 \text{ Па.}$$

#### 4.2.3 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаю найбільшу швидкість переміщення теплоносія  $W_{\max} = 1 \frac{м}{с}$ ;

#### 4.2.3.3 Патрубок мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}; \quad (4.31)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,93}{\pi \cdot 995,9 \cdot 1}} = 0,061 м \approx 63,5 мм.$$

#### 4.2.3.4 Патрубок для води внутрішньої системи опалення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z1}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}; \quad (4.32)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,35}{\pi \cdot 998,4 \cdot 1}} = 0,055 м \approx 57 мм.$$

#### 4.2.4 Результати розрахунку теплообмінника системи ГВП першого ступеня.

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 4.1

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 4.2

Таблиця 4.1- Характеристики першого ступеня теплообмінника системи ГВП

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Значення
1 Коефіцієнт тепло-передачі	$K$	$\frac{Вт}{м^2 K}$	1567
2 Загальна поверхня теплообміну	$F$	$м^2$	21,5
3 Втрата тиску з мережної сторони	$\Delta P_1$	Па	109863
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	$\Delta P_2$	Па	221312
5 Кількість ходів	$z$	шт.	7
6 Кількість пластини	$N$	шт.	43

Продовження таблиці 4.1

7	Діаметр мережної води	патрубка	$D_{оп1}$	мм	63,5
8	Діаметр внутрішньої опалення	патрубка системи	$D_{оп2}$	мм	57

#### 4.2.5 Принципова схема компоновки теплообмінника першого ступеня ГВП

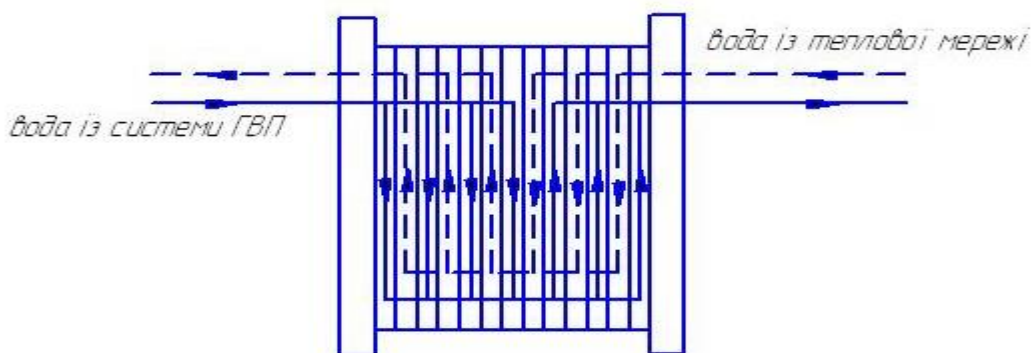


Рисунок 4.2 – Принципова схема теплообмінника першої ступені системи ГВП

$$\text{Схема компоновки } Cx = \frac{3+3+3+3+3+3+3}{3+3+3+3+3+3+4}$$

## 4.2 Розрахунок другого ступеня підігрівача

### 4.3.1 Початкові значення до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на другу ступінь  $Q_{звн2} = 267,64$  кВт;
- температура мережної води на вході  $t'_1 = t_{pr}^{\min} = 70^{\circ}\text{C}$ ;
- температура мережної води на виході  $t''_1 = t_{зв}^{\min} = 42,8^{\circ}\text{C}$ ;
- температура гарячої води на виході з другого ступеня  $t''_2 = t_2 = 55^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.3.2 Тепловий розрахунок

##### 4.3.2.1 Температура гарячої води на вході в другу ступінь підігрівача ГВП

$$t'_2 = t''_2 - \frac{Q_{sen2}}{G_{св2} \cdot c_p}; \quad (4.33)$$

$$t'_2 = 55 - \frac{267,64}{3,17 \cdot 4,187} = 34,8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

##### 4.3.2.2 Середньологарифмічна різниця температур

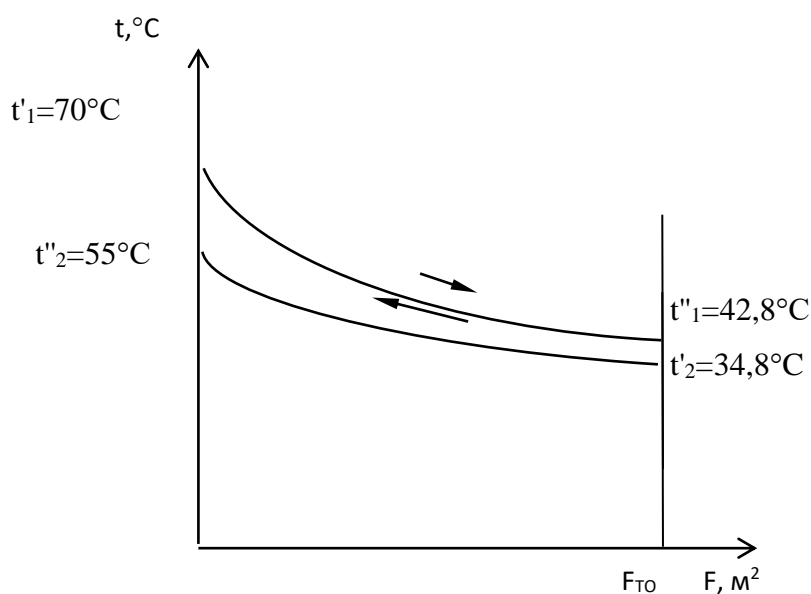


Рисунок 4.3 - Графік зміни температур теплоносіїв

(4.34)

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (4.34)$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{m}} = 42,8 - 34,8 = 8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{o}} = 70 - 55 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{15 - 8}{\ln \frac{15}{8}} = 11,14 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

4.3.2.3 Середні температури та теплофізичні дані теплоносіїв у каналах теплообмінника

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}; \quad (4.35)$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 42,8}{2} = 56,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

По  $t_{cp1} = 56,4^{\circ}\text{C}$  з [2] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 984,96 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; Pr_1 = 3,18; \nu_1 = 0,51 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_1 = 65,5 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}; \quad (4.36)$$

$$t_{cp2} = \frac{55 + 34,8}{2} = 44,9^{\circ}\text{C}.$$

По  $t_{cp2} = 44,9^{\circ}\text{C}$  з [2] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 990,19 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; Pr_2 = 3,93; \nu_2 = 0,61 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 64,14 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

#### 4.3.2.4 Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (4.37)$$

$$t_c = \frac{56,4 + 44,99}{2} = 50,65^{\circ}\text{C}.$$

По  $t_{\bar{n}} = 50,65^{\circ}\text{C}$  з [2] знаходимо теплофізичні параметри  $Pr_c = 3,51$ ;

#### 4.3.2.5 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного пристрою приймаємо тип пластин 0,5М.

Технічна характеристика див у п. 3.2.4

Кількість зазорів одного ходу приймаю таким, що дорівнює  $z_1 = z_2 = 2$

$$W_1 = \frac{G_{z2}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}; \quad (4.38)$$

$$W_1 = \frac{2,35}{2 \cdot 0,0024 \cdot 984,96} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$W_2 = \frac{G_{z2}}{z_2 \cdot f \cdot \rho_2}; \quad (4.39)$$

$$W_2 = \frac{3,17}{2 \cdot 0,0024 \cdot 990,19} = 0,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

#### 4.3.2.6 Температурний множник

$$A = 0,1 \frac{\lambda}{\nu^{0,73}} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_c} \right) \quad (4.40)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{65,5 \cdot 10^{-2}}{(0,51 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left( \frac{3,18}{3,51} \right)^{0,25} = 4121;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{64,14 \cdot 10^{-2}}{(0,61 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,93^{0,43} \left( \frac{3,93}{3,51} \right)^{0,25} = 4089,8.$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 4.3.2.4 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (4.41)$$

$$\alpha_1 = 4121 \frac{0,5^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 8710 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C};$$

$$\alpha_2 = 4089,8 \frac{0,6^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 9875 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

## 4.3.2.5 Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (4.42)$$

де  $\beta_1$ - поправка, яка враховує преривчатість поля швидкостей в прохідному перерізі; вибираю  $\beta_1=0,92 \dots 0,95=0,92$

$R_3$ - термічний опір забрудненого слою, приймаю  $R_3=0,0002$ ,

$$\kappa = \frac{0,93}{\frac{1}{8710} + \frac{1}{9875} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2015 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

## 4.3.2.7 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_{сн2}}{\kappa \Delta t}; \quad (4.43)$$

$$F = \frac{267640}{2015 \cdot 11,14} = 11,9 м^2.$$

## 4.3.2.9 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}; \quad (4.44)$$

$$z_{nl} = \frac{11,2}{0,5} \approx 23шт.$$

## 4.3.2.10 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (4.45)$$

$$x = \frac{23 - 1}{2 + 2} \approx 6.$$

## 4.3.2.8 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (4.46)$$

$$z_{nl} = 6 \cdot 2 + 6 \cdot 2 + 1 = 25шт.$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



#### 4.3.2.11 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}; \quad (4.47)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 25 = 12,5 \text{ м}^2.$$

#### 4.3.3 Гідрравлічний розрахунок

##### 4.3.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{W d_s}{\nu}; \quad (4.48)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,5 \cdot 0,0096}{0,51 \cdot 10^{-6}} = 9412;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,6 \cdot 0,0096}{0,61 \cdot 10^{-6}} = 9442.$$

##### 4.3.3.2 Коефіцієнт гідрравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{\text{Re}^{0,25}}; \quad (4.49)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{9412^{0,25}} = 1,5$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{9442^{0,25}} = 1,5$$

##### 4.3.3.2 Втрата тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P = \lambda \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho \cdot W^2}{2}; \quad (4.50)$$

$$\Delta P_1 = 1,5 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{6 \cdot 984,96 \cdot 0,5^2}{2} = 115425 \text{ Па}.$$

##### 4.3.3.2 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = 1,5 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{6 \cdot 990,19 \cdot 0,6^2}{2} = 167094 \text{ Па}.$$

#### 4.3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\text{max}} = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;

##### 4.3.4.1 Патрубок мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z2}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\text{max}}}}; \quad (4.51)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,35}{\pi \cdot 984,96 \cdot 1}} = 0,055 \text{ м} \approx 57 \text{ мм}.$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ		Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

#### 4.3.4.2 Патрубок внутрішньої системи палення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z62}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}} \quad (4.52)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,17}{\pi \cdot 984,96 \cdot 1}} = 0,064 \text{ м} \approx 68 \text{ мм.}$$

#### 4.3.4.3 Результати розрахунку теплообмінника системи ГВП другого ступеня.

Характеристика вибраного теплообмінника зведені у таблицю 4.2.

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 4.4

Таблиця 4.2- Характеристика другого ступеня теплообмінника системи ГВП

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Значення
1 Коефіцієнт тепло-передачі	$K$	$\frac{Вт}{м^2 K}$	2015
2 Загальна поверхня теплообміну	$F$	м <sup>2</sup>	12,5
3 Втрата тиску з мережної сторони	$\Delta P_M$	Па	115425
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	$\Delta P_{л}$	Па	167094
5 Кількість ходів	$z$	шт.	6
6 Кількість пластини	$N$	шт.	25
7 Діаметр патрубка мережної води	$D_{оп1}$	мм	57
8 Діаметр патрубка внутрішньої системи опалення	$D_{оп2}$	мм	68

4.3.6 Принципова сема компоновки теплообмінника другого ступеня ГВП.

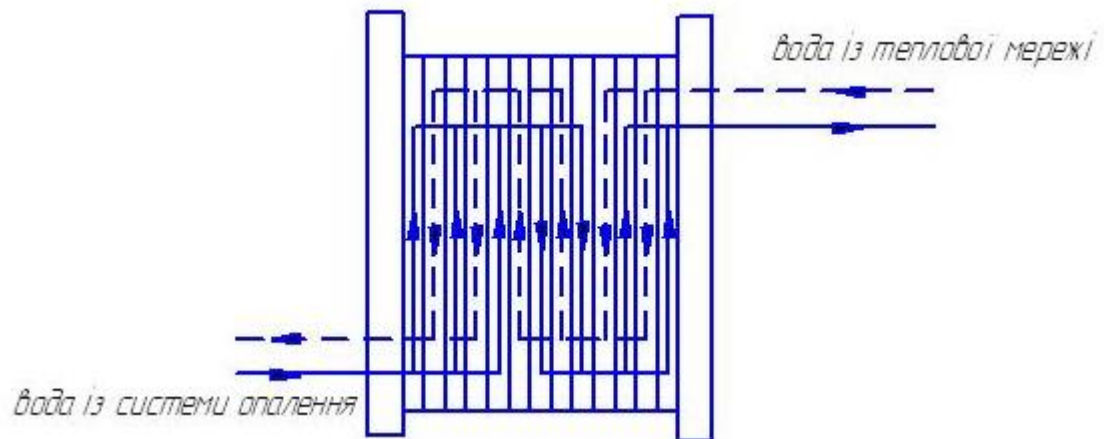


Рисунок 4.4 – Принципова схема теплообмінника другої ступені системи опалення

$$\text{Схема компоновки } Cx = \frac{2+2+2+2+2+2}{2+2+2+2+2+3}$$

## 5 ВИБІР ОСНОВНОГО ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

### 5.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення

В системах водяного опалення потрібна значно менша потужність насосів, ніж у водопровідних системах. Насоси розвивають напір, який повинен подолати лише гідравлічний опір у замкненому контурі. Як правило їм недостатньо такого напору, щоб підняти воду на всю висоту будинку і забезпечити підживлення системи. Таким чином, циркуляційні насоси розраховують тільки на рух води по замкненому кільці трубопроводів місцевої системи опалення.

Для того, щоб було 100 відсоткове резервування насосного механізму для організації схеми ці насоси включені паралельно.

#### 5.1.1 Продуктивність циркуляційних насосів

$$G_o^H = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_{\text{прям.2}} - t_{\text{звор.2}}) \cdot c \cdot \rho}; \quad (5.1)$$

де  $Q_o = 365,5$  кВт - загальне максимальне теплове навантаження на опалення;

$t_{\text{прям.2}} = 90^\circ\text{C}$  - температура води у прямому трубопроводі системи опалення;

$t_{\text{звор.2}} = 60^\circ\text{C}$  - температура води у зворотному трубопроводі системи опалення;

$\rho = f(t_{\text{звор.2}} = 60^\circ\text{C}) = 983,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина води;

$$G_o^H = \frac{365,5 \cdot 3600}{(90 - 60) \cdot 4,187 \cdot 983,2} = 10,65 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

#### 5.1.2 Гідравлічний опір замкнутого контуру системи опалення

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = \Delta p_{\text{ф}}^0 + \Delta p_{\text{р.с}}^0 + H_o; \quad (5.2)$$

де  $\Delta p_{\text{ф}}^0 = 2$  м вод. ст. - максимальний гідравлічний опір фільтра, м. вод. ст.

$\Delta p_{\text{р.с}}^0 = 3$  м вод. ст. – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів, м. вод. ст.

$H_o$  - гідравлічний опір по висоті будинку (висота будинку + запас 5м.

$H_o = 32$  м вод. ст.)

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = 2 + 3 + 32 = 37 \text{ м. вод. ст.}$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Робочий тиск який повинні створювати циркуляційних насосі має задовольняти умову:

$$p_n^0 \geq \Delta p_{сист}^0; \quad (5.3)$$

$$p_n^0 \geq 37 \text{ м. вод. ст.}$$

### 5.1.3 Робоча точка циркуляційного насосу системи опалення

$$G_o^H = 10,65 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}}, p_n^0 \geq 37 \text{ м. вод. ст.}$$

У якості циркуляційного насосу системи опалення вибираю насос :

WILLO-TOP-S 40/10 з номінальною потужністю N=0,35 кВт і частотою обертання n=2850 об/хв.

Потрібно обрати два насоси при умові 100 відсоткового приберігання, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

## 5.2 Вибір підживлювального насосу системи опалення

Для системи опалення, підключеній по незалежній схемі, передбачується підживлення теплоносієм із зворотної магістралі, так як має місце витік води через нещільності контуру системи опалення.

Тому необхідно вибрати підживлювальний насос, який буде виконувати цю функцію.

### 5.2.1 Робочий тиск підживлювального насосу

Підживлювальний насос має розраховуватися на гідравлічний опір, який буде відповідати висоті будівлі + запас 5м. Так як насос повинен піднімати теплоносій на останній поверх будівлі.

$$H_H = h_g + \Delta h_T + 5; \quad (5.4)$$

де  $h_g$  – висота будівлі;

$\Delta h_T$  – поправочний коефіцієнт на тертя в трубопроводі;

$$\Delta h_T = f(u);$$

де  $u$  – швидкість руху теплоносія у трубопроводі (приймаємо  $u = 1 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ );

$$\Delta h_T = \lambda \cdot \frac{h_g}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}; \quad (5.5)$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя ( $\lambda = 0,03$ );

$d$  – діаметр трубопроводу ( $d = 50$  мм).

$$\Delta h_f = 0,03 \frac{27}{50 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 10} = 0,81 \text{ кПа} = 0,083 \text{ м. вод. ст.};$$

Знайдемо напір який повинен створювати насос щоб підняти воду на останній поверх будинку:

$$H_H = 27 + 5 + 0,083 = 32,1 \text{ м. вод. ст.}$$

Робочий тиск який повинні створювати підживлювальний насос має задовольняти умову:

$$H_H \geq H_{H_{сист}}; \quad (5.3)$$

$$H_H \geq 32,1 \text{ м. вод. ст.}$$

### 5.2.2 Продуктивність підживлювального насосу

При виборі живильних насосів подачу насосу необхідно приймати в розмірі 20 % об'єму води, яка знаходиться в трубопроводах теплової мережі і систем опалення підключених до теплообмінника.

$$G_{жив}^o = 0,2 \cdot G_o^H; \quad (5.4)$$

$$G_{жив}^o = 0,2 \cdot 10,65 = 2,13 \frac{M^3}{год}$$

### 5.2.3 Робоча точка підживлювального насосу системи опалення

$$G_{жив}^o = 2,13 \frac{M^3}{год}, H_H \geq 32,1 \text{ м. вод. ст.};$$

У якості підживлювального насосу системи опалення вибираю насос :

WILLO-TOP-RL 30/7,5 з номінальною потужністю  $N=0,08$  кВт та із частотою обертання  $n=1950$  об/хв.

## 5.3 Вибір циркуляційного насосу системи гарячої водопостачання

Циркуляційні насоси системи ГВП задовольняють циркуляцію гарячої води у системі, підтримуючи її температуру у точках відбору константою. Вживання циркуляційних насосів у системах ГВП дозволяє заощадити до 10 відсотків енергії, що використовується. Обрис рециркуляції вмикається між першою і другою ступенями теплообмінника гарячої водопостачання.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Насос має задовольнити 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на гаряче водопостачання.

### 5.3.1 Витрата води на рециркуляцію

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_{z.g.1} \cdot 3600}{\rho}; \quad (5.5)$$

де  $G_{z.g.1} = 2,88 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  - масова витрата гарячої води у першій ступеня підігрівача

ГВП,

$\rho = f(t_p = 30^\circ \text{C}) = 995,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина води;

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 2,88 \cdot 3600}{995,7} = 1,04 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

### 5.3.1 Гідравлічний опір замкненого контуру системи гарячої водопостачання

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_2 + \Delta p_\phi + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (5.6)$$

де  $\Delta p_2 = 167,1 \text{ кПа}$  – витрата тиску в каналах теплообмінника другого ступеня підігріву зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta p_\phi = 20 \text{ кПа}$  - максимальний гідравлічний опір цідила;

$\Delta p_{p.c} = 20 \text{ кПа}$  – гідравлічний опір трубопроводів;

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 167,1 + 20 + 20 = 207,1 \text{ кПа}.$$

### 5.3.2 Необхідний набір циркуляційного насосу системи гарячої водопостачання

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq \Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}}, \quad (5.7)$$

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq 207,1 \text{ кПа}.$$

### 5.3.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячої водопостачання

$$G_p = 1,04 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}, \quad p_n^{\text{ГВП}} \geq 207,1 \text{ кПа}.$$

У якості циркуляційного насосу системи гарячої водопостачання вибираю насос WILLO-Smart 25/4 з номінальною потужністю  $N=0,049 \text{ кВт}$  і частотою обертання  $n=2690 \text{ об/хв.}$

Потрібно обрати два насоси при умові 100 відсоткового запасання, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5.5 Вибір розширювального баку системи опалення

Розширювальний бак пов'язаний із захисною частиною замкнутих систем. В ogrівальних системах, які працюють по незалежній схемі приєднання до теплової мережі, розширювальні баки використовують для зрівноважування об'єму води при зміні температури.

Внутрішнє довкілля усіх елементів системи опалення заповнено водою. Об'єм води у системі опалення у процесі експлуатацію перемінюється: при зростанні температури води – збільшується, при спаданні – зменшується. Зміну об'єму води зрівноважує розширювальний бак. Будова баку є циліндричною ємністю, яка поділяється на дві частини мембраною: одна частина – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При підігріванні надлишковий об'єм води потрапляє в бак, стискаючи газ, як у баці, так і у системі в загальному. При охолодженні вода з баку під тиском зі сторони баку повертається в систему. Така система легалізує розташовувати розширювальні баки прямо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення. Це істотно полегшує нагляд за роботою баку та його експлуатацію.

### 5.5.1 Загальний об'єм води, яка циркулює системі

$$V_a = \beta \cdot N_{on.np} \cdot n_{бод} \cdot V_{on.np}. \quad (5.11)$$

де  $\beta$  - коефіцієнт який враховує об'єм води у подаючих та поворотних трубопроводах;

$N_{on.np}$  - кількість ogrівальних приладів на один будинок;

$V_{on.np}$  - середній об'єм ogrивального приладу;

$$V_a = 1,5 \cdot 110 \cdot 1 \cdot 0,007 = 1,15 \text{ м}^3.$$

### 5.5.2 Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури)

$$V_e = \frac{V_a \cdot n}{100}, \quad (5.12)$$

де  $n$  – коефіцієнт температурного розширення

$$n(t_{\max} = 95^\circ \text{C}) = 3,59;$$

$$n(t_n^{21} = 42,8^\circ \text{C}) = 0,874 ;$$

$$n = n_1 - n_2 = 3,59 - 0,874 = 2,716$$

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



$$V_e = \frac{1,15 \cdot 2,716}{100} = 0,03 \text{ м}^3.$$

5.5.3 Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи лишається в розширювальному баці

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}; \quad (5.13)$$

$$V_v = \frac{1,15 \cdot 0,5}{100} = 0,006 \text{ м}^3.$$

5.5.3 Мінімальний об'єм розширювального баку

$$V_{\min} = (V_e + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (5.14)$$

де  $p_0$  - підвищений тиск газу, який переважає у розширювальному баці при відсутності тиску води, приймаю  $p_0 = 30$  м.вод.ст.

$$V_{\min} = (0,03 + 0,006) \cdot \frac{70 + 10}{70 - 30} = 0,072 \text{ м}^3.$$

Вибираємо розширювальний бак типу Reflex\_E об'ємом 0,1 м<sup>3</sup>.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

У даному дипломному проекті був розроблений індивідуальний тепловий пункт для теплопостачання одного житлового будинку у місті Київ.

Були розраховані теплові навантаження:

- на опалення 365,5 кВт;
- на гаряче водопостачання 602,8 кВт.

Схема підключення системи опалення незалежна. Для гарячого водопостачання було вибрано схему з двухступінчатим змішаним приєднанням водонагрівачів до теплової мережі по висоті.

У якості водонагрівачів систем опалення і гарячої водопостачання були розраховані і вибрані пластинчаті теплообмінники.

Теплообмінник системи опалення укомплектований з пластинами :

ALFA LAVAL 0,5M на двох плитах має 41 пластин та 4 ходи. Він надійно працює при робочому тиску до 1,6 МПа. Витрата мережної води на опалення 1,09 кг/с. Витрата води у мережі системі опалення 2,91 кг/с.

Сумарна площа нагріву у теплообміннику 20,5 м<sup>2</sup>.

Теплообмінники системи гарячого водопостачання, першого та другого ступенів підігріву, виконані як два різних теплообмінника з пластин типу 0,5M. Робочий тиск до 1,6 МПа.

Були розраховані теплові навантаження першого та другого ступенів підігріву, які становлять, відповідно 335,14 кВт та 267,64 кВт.

Витрата мережної води у першому ступені водонагрівача становить 2,93 кг/с. Витрата мережної води у другому ступені водонагрівача 2,35кг/с.

В якості запірно-регулюючої арматури були використані шарові крани повно прохідні та неповно прохідні.

Вибрано циркуляційні насоси для системи опалення типу :

WILLO TOP-5 40/10, та підживлення WILLO TOP-RL 30/7,5.

Для циркуляції системи гарячої водопостачання вибрано насоси марки WILLO Smart 25/4.

Для системи опалення розраховано розширювальний бак Reflex\_E . Його об'єм становить 0,1 м<sup>3</sup>.

					ТП 51 53 00 06 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		





Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами.

Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій не більше 45 °С, якщо температура теплоносія вище 100 °С , та не більше 35 °С, якщо температура теплоносія нижче 100 °С .

Проектування теплової ізоляції трубопроводів даного теплового пункту виконується згідно вимогам .В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркується відповідно до .

За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірного приямка, його мінімальні розміри 0,5 x 0,5 м при глибині не менше 0,8 м. Приямок повинен бути перекритим знімною решіткою.

Проектом передбачено, щоб відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до будівельних конструкцій будинку чи до поверхні теплоізоляційної конструкції іншого трубопроводу була у світлі не менше 30 мм з урахуванням переміщення трубопроводу згідно з.

#### 6.1.1 Електробезпека

Проектування електропостачання та електрообладнання теплових пунктів виконано згідно з вимогами ПУЕ.

У даному тепловому пункті тип електричної мережі - чотирьохпровідна трифазна мережа з глухозаземленим нульовим проводом. Величина напруги такої мережі 380 x 220 В. Категорія по небезпеці електротравматизму - особливо небезпечна. Фактори особливої небезпеки – це підвищена температура повітря висока його вологість близька до насичення; конденсація вологи на поверхні устаткування та будівельних конструкціях; одночасна наявність двох і більше факторів підвищеної небезпеки.

Електричні мережі забезпечують роботу зварювальних апаратів та ручного електромеханічного інструменту.

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						









#### 6.2.4 Виробничий шум та вібрації.

Проектом передбачені шляхи подолання перевищення рівня шуму та вібрацій, які викликані роботою обладнання теплового пункту. Рівень шуму та вібрацій не повинен перевищувати допустимий рівень згідно з [13] у будинках зі вбудованим тепловим пунктом.

Шум це різний небажаний звук, сукупність звуків з різною частотою та інтенсивністю.

До технологічних способів боротьби зі шумом відносять вибір таких технологічних процесів, в яких використовується механізми та машини, які відтворюють мінімальні динамічні навантаження.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) у приміщенні вбудованого теплового пункту проектом передбачено згідно з:

- застосування віброізолюючих вставок на трубопроводи для насосів з сухим ротором (система підживлювання);
- застосування безшумних насосів з мокрим ротором марки WILO;
- під опори трубопроводів і обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкцій передбачені віброізолюючі прокладки - гумові віброізолятори (коврики);

Для усунення та зменшення вібрацій проектом передбачено:

- зменшення до мінімуму допусків між з'єднуючими деталями, збалансування, своєчасні змазки;
- під опори трубопроводів та обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкціях передбачено встановлення віброізолюючих прокладок – гумові коврики.

#### 6.3 Протипожежна безпека та протипожежний захист

Згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 категорія приміщення по вибухопожаронебезпеці - Д (пожежобезпечні приміщення, в яких знаходяться негорючі рідини) у відповідності до.

Клас приміщення по пожежонебезпеці згідно ДНАОГО.00-1.32-01 ( В-II зони в приміщеннях, де виділяється пил чи волокна, що переходять у зважений у повітрі стан, у кількості і з такими властивостями, що вони здатні утворити з повітрям вибухонебезпечні суміші при нормальних режимах роботи) відповідно до.

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

Пожежна безпека об'єкту забезпечується системою запобігання пожеж та системою протипожежного захисту.

#### 6.3.1 Технічні рішення системи запобігання пожеж:

- для захисту електрообладнання від короткого замикання проектом передбачено використання плавких електромагнітних запобіжників;
- для електропроводки системи автоматизації проектом передбачені ізолюючі проводи та кабелі з алюмінієвими та мідними жилами;
- проводиться огляд за справністю електропроводки;
- несправне обладнання миттєво відключається;
- матеріали та вироби для теплоізолюючих конструкцій трубопроводів, арматури та обладнання теплового пункту є не горючими (використовую ізовер).

#### 6.3.2 Технічні рішення системи протипожежного захисту.

У приміщенні теплового пункту:

- встановлено Щит (вогнегасник з топором), пожежний кран з довжиною рукава 20 м;
- встановлений пожежний гідрант знаходиться на відстані 5 м від будинку;
- розміщено обладнання протипожежного водопостачання;
- передбачено витяжна вентиляція з механічним спонуканням;
- встановлений сигналізатор загазованості безупинної дії Щит-2-13. Сигнал про загазованість подається в приміщення з цілодобовим перебуванням персоналу (диспетчерський пункт);
- передбачене освітлення основних проходів світильниками у вибухозахищеному виконанні, що включається при вході в помешкання теплопункту. Вимикачі цих світильників виносяться з приміщення назовні.

Кількість, розташування збереження вогнегасників відповідають вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77.

Мінімальний час евакуації максимально віддалених робочих місць, евакуаційні виходи та проходи відповідають вимогам ДБН В.1.1-7-2016

В робочому приміщенні виконані всі вимоги з пожежної безпеки згідно з НАПБ А.01.001-2004 «Правил пожежної безпеки в Україні».

В робочому приміщенні встановлена система автоматична пожежна сигналізація відповідно до ДБН В.2.5 – 56 – 2014.

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Алабовський О.М. Проектування котелень промислових підприємств /О.М.Алабовський, М.Ф.Боженко, Ю.В.Хоренженко.-«Видавництво «Вища школа»», 1992. – 207 с.
2. Краснощеков Е .А. Задачник по теплопередаче. Изд. 4-е перераб. / Е.А.Краснощеков, А.С.Сукомел.–М:Энергия, 1980.-288с.
3. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. / П.Д.Лебедев. – М.–Л.: Издательство Энергия, 1966. – 288 с., с черт.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.3. - 5- е изд., перераб. и доп./ В.И.Анурьев. – М.: Машиностроение, 1978. – 557 с., ил.
5. Каталог продукції WILLA 2007.Сайт з інтернету
6. Пластинчаті теплообмінники. Сайт з інтернету
7. ДБН В.2.5 – 39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд.Зовнішні мережі та споруди.Теплові мережі. –Чинні від 2009–01–07.Київ: Мінрегіонбуд України,2009.-56 с.
8. ДБН В.2.5 – 67:2013.Опалення, вентиляція та кондиціювання повітря . - Чинні від 2013 – 09 – 01. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2006. – 70 с.
9. ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27: 2010.Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011 - 11 – 01.Київ: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 167 с.
10. ДБН В. 2.6. – 31: 2006 зі зміною №1 від 1 липня 2013 року. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. –Чинні від 2007 – 04 -01. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2006. – 70 с.

						<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

**СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Лемещенко Роман Михайлович**

прізвище, ім'я, по-батькові

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва,журкалу (номер,рік) або номер авторського свідоцтва,номер дипломного на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Способи та обладнання для виробництва льоду	Друк	Матеріали XVII Міжнар. наук.-практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 23-26 квітня 2019 р., у 2т.-Київ: КПІ ім. І.Сікорського, вид –во «Політехніка», 2019. – Т.1, с.273	1 стор.	Барабаш П.О.

Список наукових праць студента Лемещенко Р.М.: усього 1 найменування.Список наведений на 1 сторінці.

Автор


Лемещенко Р.М.

## Інтернет + Бібліотека

100% Оригінальність	0% Схожість	1 Джерела
---------------------	-------------	-----------

 Схожість

 Схожість з обраним джерелом

 Заміна літер абетки

 Цитата

 Посилання

### ВСТУПНЕ СЛОВО

Теплові пункти бувають двох видів: централізовані(ЦТП) і індивідуальні(ІТП). До індивідуальних теплових пунктів належать лише облаштування із вузлами сполучення до сітьових мереж систем теплопонаправлення в основному одного будинку його частки.

Усі решта теплових будинків відносяться до центрального теплового пункту, і немає різниці яка кількість будівель там є .

За способами налаштування видачі теплоти поділяють:

- центральне регулювання – тільки там де ця теплота є;
- районне, групове чи мікрорайонне – на належних ТП.
- місцеве – на місцевих теплових пунктах деяких будівель (ІТП);
- індивідуальне – на поодиноких теплосприймачах (приладах системи ogrівання, вентиляції і ГВП).

Не має значення чи є ЦТП в будівлі, але ІТП є обов'язковий, проте для ІТП встановлюються ті механізми, необхідні для долучення систем споживання теплоти даного будинку і не завбачені в ЦТП.

ІТП повинні бути вмонтовані в будівлі, які вони обслужують і мати місце в окремих приміщеннях на першому поверсі, але при цьому недалеко від зовнішніх стінок будинку. Можна також розміщувати ІТП в технічних секретних місцях або в підвалах будинків і споруд.

У даному дипломному проєкті виконаний проєкт теплового пункту житлового будинку за адресою: місто Київ, проспект Глушкова 6.

Основна тепла арматура складається з таких частин як циркуляційні помпи, водоводяні нагрівачі, брудньовики, розширювальні баки. В наш час широко застосовують у ТП прилади контролю і регулювання, інша арматура, а також труби та тепла ізоляція. Раніше вживалися нагрівачі трубчатого типу з трубками із латуні, тепер же використовують розбірні пластинчаті теплообмінники, перевагами якими є : менша маса, менший величезний

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



## 1 ПРОЕКТУВАННЯ СХЕМИ ГТП ТА ЇЇ ВІДТВОРЕННЯ

### 1.1 Обігрівальний вузол

У різні часи людство якось намагалося економити енергію, спочатку електричну, згодом і теплову. В даний час в різних країнах, а особливо в Україні, економлять енергію завдяки індивідуального налаштуванні втрати тепла у ТП, яке має безпосередній зв'язок із центральним регулюванням.

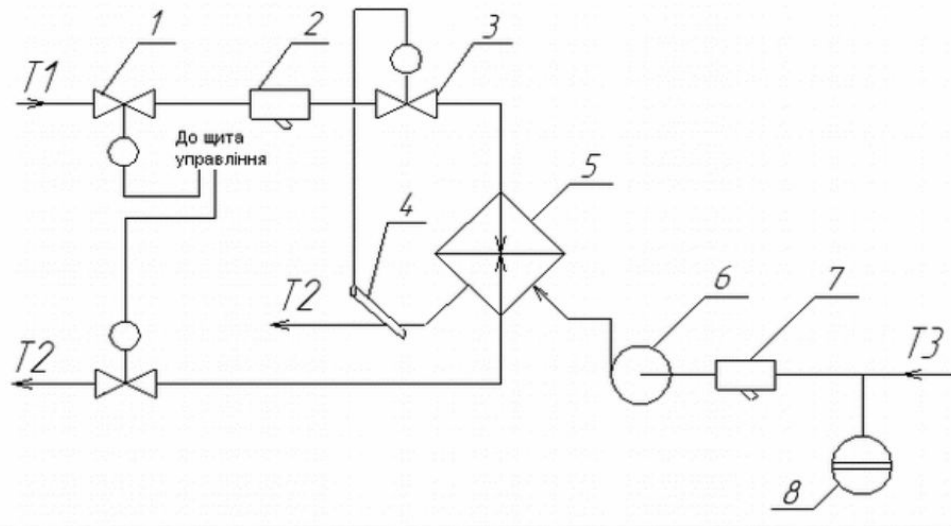
Є дві схеми системи опалення: відкрита і закрита. При незалежній схемі економиться велика кількість тепла. Вона пов'язується до ТМ через поверховий теплообмінник (в даній роботі тип ТО - пластинчатий). Система ця працює за допомогою тиску, який створює власний розширювальний бак. Найважчий цей пластинчатий теплообмінник більш правильно здійснює раціональний режим. Особливо вигідно це при присутності в графіку центрального регулювання території незмінності температур води. Відцентровий насос здійснює циркуляцію води а СО. Перевагою закритої системи є непотрапляння майже всієї нечистої води в СО будинку.

Недоліком основним закритої системи є збільшення вартості такого приладдя, як насос, підігрівач і бак розширювальний порівняно з вузлом елеваторним.

У такій системі присутній захист управління насосами та вузол обрахування теплоти, за рахунок них можна спостерігати за усіма стадіями ужиткування тепла, а також мати наперед такі дані як: температура зовнішньої аерорідини, відокремлення обгороджень будинку, теплова потужність СО.

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		





- 1- регулятор витрати;
- 2- грязьовик;
- 3- регулятор температури;
- 4- датчик температури води в прямому трубопроводі системи;
- 5- пластинчатий теплообмінник;
- 6- циркуляційний насос;
- 7- грязьовик;

**8-бак, що розширюється**

Рисунок 1.1- Незалежна схема системи ogrівання

До основних мінуси даного виду настроювання треба віднеисти дороговизну даного приладу, бо праця регулятора відбувається в об'єднань з відповідними кліпаннями і навісними арматурами.

Я обираю незалежну схему долучень TO CO до TM з використанням автоматики (малюнок 1.1).

Замкнена система має у своєму розпорядженні такі прилади: регулятор температури води, що розміщений на прямому трубопроводі до TOA; TOA,

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

що формує цю схему приєднання; циркуляційний насос; регулятор різниці тиску, що розташований на прямому трубопроводі; бак розширювальний.

Сіткова вода по прямому трубо сполученню прогинає через очисник – грязньовик 2, там збираються різні хімічні відходи, які майже завжди призводять до забивання про ходів ТО і зниження його сили. Після очисника термо розповсюджувач потрапляє на регулювач зміни тиску 1, який має бути для підтримки незмінності перепаду тисків між прямою і поворотними дорогами термо доставання, не руйнуючи тим самим незмінність витрачання теплоносія через ТО прилад незалежно від перепадів зовнішніх умов. Далі тепло розповсюджувач натрапляє на ТОА 5, а потім у поворотній трубопровод теплової мережи.

Проміжний обвід СО класифікується на: нагрівальні апарати; розтиснений бак 8, який потребується для рівноваги об'єму гідроречовини при неоднозначній температурі; обігових насосів 6, що забезпечують циркулювання води з пристойною витратою і подачею, що забезпечує потрібну теплову потугу СО; вузол підкормлювання, який потрібен для заглиблення системи в момент старту .

## 1.2 Вузол ГВП

ГВП користувачів уходить до складу по двухрівневій змішаній схемі (рисунок 1.2). В даній випадку витрата мережевої води крізь СО має не змінюватися, а її втрачання на ГВП має змینی через не стабільність втрати через водоподігрівач другого рівня. Вузол перераховується на максимальне навантаження користувачів під час літнього відпочинку.

Система ГВП має склад з пластинчастого ТО 7, який є схожий на моноблоки (перший і другий сходи пороблені на 1 рамці з інтервальна плітка). Через це конструкція недорога за того, що є мало чисельність заліза, а також поліпшуєш оперізувано ТО апарату і його уходи, що також має відмітку на зменшенні витрат на поставку і експлуатуванню.

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Сіткова вода потрапляє на ТО через очисник – брудньовик 2, який понижує наявність брудних солей у воді. Опісля термо розповсюджувач доходить на реагувач тиску між падаючим і поворотнім трубопроводом, згодом після на регулятор температур гарячої водо розповсюдженої води 3. Цей прилад понижає формувань накипу на пластінах ТО через невичерпність данній температури, а також утворює незагрозливу температуру гарячої води для споживання. Після цього мережова вода іде на другий рівень ТО, де є останній підігрів водопровідної води до даної температури. Після другого рівня сіткова вода сполучається з водою із поворотнього шляху і переходить на 1 рівень ТО, у якій через величезну втрату поворотньої води, що гріється перевершується підігрів водо провідної води з температурою 5 °С. Охолонена мережова вода потрапляє у зворотний трубопровід.

Водо подаюча вода вступає у систему ГВП через регулювач тиску 6, який знижує тиск до запроєктованого і втримує його на цьому левелі день у день, подаючи при цьому водо розділення, доволі для вдоволення необхідності. А вже після цього всього гідроречовина почергово нагрівається у 1 і в 2 рівні ТО. У схемі практикується обіг ГВП.

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

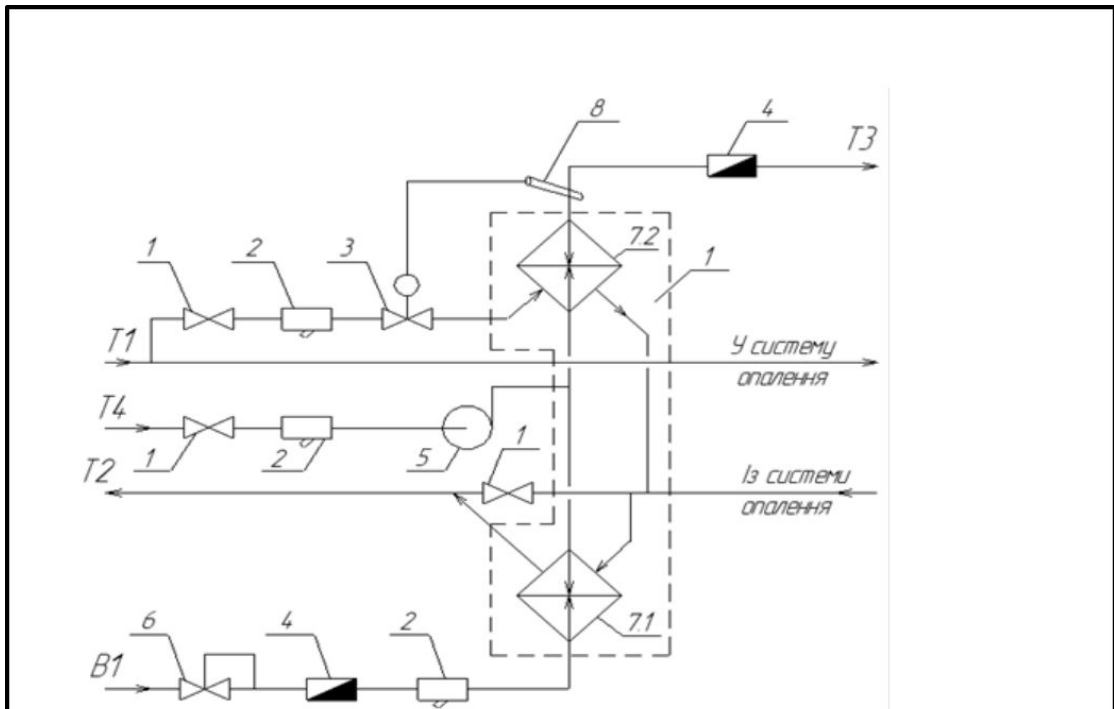


Рисунок 1.2- Схема приготування води на ГВП

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5 ОБРАННЯ ОСНОВНОГО ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

### 5.1 Обрання циркуляційного насосу СО

В СВО потребується значно менша сила насосів, чим у водо провідних системах. Помпи мають напір, який повинен здолати тільки водянийопір у зачиненому обрисі. Здається їм немає такої сили, щоб вгору воду на таку поверх будинку і забронювати підготовування систем . Отже, обертові насоси рахують то на зміну води по зачиненому кольці трубопроводів на місці СО.

Забезпечення 100 відсотковим бронюванням помпи приладу дає підключення власно самих насосів покроково .

### 5.1 Обрання живильного насосу СО

Для СО, пов'язаній з незалежної схеми, завбачається підготовування термо переносом із зворотньої дороги, бо місце витоку гідроречовини крізь нерозлучності межі СО.

Доречним буде вибрати такий живільний насос, який буде виконувати такі дії.

									Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					



Схожість



Цитата



Схожість з обраним джерелом



Посилання



Заміна літер абетки

## 5.2 Обрання циркуляційного помпи системи ГВП

Обігові помпи системи ГВП мають циркулювання ГВП у системі, підтримуючи її термальні властивості у крапках підбору незмінності. Ужиток ЦН у системах ГВП дозволяє зберегти і не витратити до 10 % енергії, що з'їдається. Межа обігу перемикається між першими і другими рівнями ТО ГВП.

Помпа має достати задоволення 10 відсотків втрати гідроречовини в системі від найбільшої на гаряче водопостачання.

## 5.4 Обрання підкачуючих насосів системи ГВП

Насоси, що підкачують потрібні для забезпечення у вищу частину будинку з 2-ї зони нагрівачів гарячєнької води. Треба вибрати такі помпи, які спроможні заново сформувати тиск у системі ГВП задовільний для того, щоб наверх зрушити воду на остаточний поверх будинку у відповідності з запасом, який має становити 5м. .

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

 Схожість

 Схожість з обраним джерелом

 Заміна літер абетки

 Цитата

 Посилання

### 5.5 Обрання баку розширювального СО

Розширювальний бак зв'язаний із недоступних частин замкнених систем. В ОС, які мезанізують по незалежній схемі доприєднання до тепломережі, баки розширювальні необхідні для знаходження на одному рівні об'єму води при переміні температури.

Внутрішній світ усіх деталей системи опалення заглиблена водою. Обсяг води у СО у перебізі подій застосувань замінюється: при рості температури води – зростає, при спаданні – знижується. Переміну місткості води балансує розширювальний бак. Будова баку є місткістю із циліндрів, яка ділиться на 2 частки перегородкою: 1 частка – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При зростанні температури надлишковий обсяг води опиняється у баці, зчавлюючи газ, як у баці, так і в системі повністю. Вода з баку повертається у систему тільки після охолодження. Така система дозволяє розставляти розширювальні баки особисто у внутрішній будівлі теплового пункту, а не у найвищій точці СО. Це дуже злегшує догляд за роботою баку та його використання.

												Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата								

 Схожість

 Цитата

 Схожість з обраним джерелом

 Посилання

 Заміна літер абетки

## ВИСНОВКИ

У даному дипломному проекті був розроблений індивідуальний тепловий пункт для теплопостачання одного житлового будинку у місті Київ.

Були мною пораховані теплові навантаження:

- на опалення 365,5 кВт;
- на гаряче водопостачання 602,8 кВт.

Це є незалежна схема підключення. Для ГВП було обрано схему з двухрівневим змішаним сполученням водо підігрівачів до теплової мережі по висоті.

У якості водо нагрівачів СО і ГВП були мною пораховані і обрані пластинчасті ТО.

Теплообмінник СО скомплектовані з пластинами :

ALVA LAVEL 0,35M на двохплахах має 41 пластин та 4 ходи. Він безпечно механізує при робочому тиску до 1,6 МПа. Втрата сітьової води на опалення 1,09 кг/с. Витрата води у серединній СО 2,91 кг/с. Загальна площа підігріву у ТО 20,5 м<sup>2</sup>.

ТО ГВП, першої та другої рівнів нагріву, зроблені як два різних ТО з пластин типу 0,35M. Робочий тиск до 1,6 МПа.

Я розрахував теплові навантаження першого та другого рівнів нагріву, які відповідно являють собою 335,14 кВт та 267,64 кВт.

Витрата мережної води у першій сходиці водо підігрівача є 2,93 кг/с. Витрата мережної води у другій ступені водо підігрівача 2,35кг/с.

Вибираю запірнорегулюючу арматуру, у якої були застосовані шарові крани цільно прохідні та нецільно прохідні.

Вибираю обігові насоси для системи опалення типу :

WILLO TOP-5 40/10, та підгодовування WILLO TOP-RL 30/7,5.

Для рециркуляції системи гарячого водопостачання мною обрано помпи марки WILLO Smart 25/4. В якості насосів, що підкачують системи ГВП П-ї зони вибираю насос WILLO AXL 80/25.

								Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				




Для системи опалення я підрахував розширювальний бак Reflex\_E .  
Його об'єм відповідає такому значенню 0,1 м<sup>3</sup>.

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

 Схожість

 Схожість з обраним джерелом

 Заміна літер абетки

 Цитата

 Посилання