

**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

“ ____ ” _____ 2021 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Реконструкція опалювальної водогрійної котельні по вул. Коцюбинського в м. Луцьку»

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 71

Заболотний Олексій Анатолійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник доцент, к.т.н. Михайло БОЖЕНКО _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім'я, прізвище) (підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Юрій ПОЛУКАРОВ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, Ім'я, прізвище) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, Ім'я, прізвище) (підпис)

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

Студент _____
(підпис)

Київ – 2021 року

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

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

« ____ » _____ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту
Заболотному Олексію Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)**

1. Тема проекту ««Реконструкція опалювальної водогрійної котельні по вул. Коцюбинського в м. Луцьку»

керівник проекту Боженко Михайло Федорович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2021 р. № ____

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2021 р.

3. Вихідні дані до проекту 1) Кількість житлових будинків – 7.

2) Характеристика одного будинку: кількість поверхів – 10; довжина – 32,2 м; ширина - 24,5 м; висота - 30 м.

3) Матеріали зовнішніх огорожень: стін – пінобетон, облицьований цеглою; вікон – подвійний склопакет з металевою рамою; перекриття – збірні залізобетонні плити.

4) Кількість споживачів гарячої води – 245 людей.

5) Система теплопостачання – закрыта.

6) Температурний графік теплової мережі - (95/70) °C.

7) Температура води на ГВП – 55 °C.

4. Зміст пояснювальної записки

1) Розрахунки теплових навантажень споживачів.

2) Теплова схема котельні (опис, вихідні дані, розрахунки).

3) Вибір обладнання котельні (котли, насоси, трубопроводи, водонагрівач гарячого водопостачання).

4) Визначення висоти димової труби встановлених котлів.

5) Водопідготовка котельні (опис схеми, розрахунки та вибір обладнання).

6) Опалення і вентиляція котельні.

7) Охорона праці.

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

1) Розширена теплова схема котельні – 1 арк. ф. А1.

2) Розташування обладнання і трубопроводів (план, розрізи) – 3 арк. ф. А1.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Юрій ПОЛУКАРОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 19.05.2021 року.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Теплові навантаження	22.05.21 р.	
2	Теплова схема котельні	27.05.21 р.	
3	Вибір обладнання:		
	- котли;	28.05.21 р.	
	- насоси, трубопроводи;	31.05.21 р.	
	- водонагрівач ГВП	02.06.21 р.	
4	Визначення висоти димової труби	06.06.21 р.	
5	Водопідготовка	08.06.21 р.	
6	Опалення і вентиляція котельні	10.06.21 р.	
7	Охорона праці	12.06.21 р.	
8	Графічна частина:		
	- теплова схема;	08.06.21 р.	
	- розташування обладнання і трубопроводів	12.06.21 р.	
9	Оформлення пояснювальної записки	16.06.21 р.	

Студент

(підпис)

Олексій ЗАБОЛОТНИЙ
(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Михайло БОЖЕНКО
(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: «Реконструкція опалювальної водогрійної котельні по
вул. Коцюбинського в м. Луцьку»

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект бакалавра на тему : «Реконструкція опалювальної водогрійної котельні по вул. Коцюбинського у м. Луцьку»: пояснювальна записка на 82 с., 15 рис., 7 табл., 16 бібліографічних найменувань; креслень – 4 арк. ф. А1.

Ціль роботи – замінити застаріле обладнання на більш новітнє та автоматизоване.

Для міста Луцьку за кліматичними умовами були розраховані теплові навантаження на гаряче водопостачання та опалення житлових будівель. Опираючись на розрахунки та використовуючи каталоги фірм-виготовлювачів було обране обладнання для котельні. А саме: були обрані нові насоси мережної води, насоси рециркуляції котлового контуру, насоси підживлювальної води та циркуляційні насоси контуру гарячого водопостачання. Також були розраховані та обрані два теплообмінники пластинчаті фірми «TERMOPROM».

Були проведені розрахунки визначення висоти димової труби , для запобігання ураження навколишнього середовища шкідливими викидами.

Виходячи із розрахунків також була складена схема та обране обладнання водопідготовки.

Заключними розрахунками було пораховано надійність припливно-витяжної вентиляції із природним спонуканням та можливість котельні забезпечувати себе теплом із надходження теплових надлишків від котлів. Як показав розрахунок, існуюча вентиляція задовольняє необхідні вимоги, а надходження надлишкового тепла недостатньо, тому було прийняте рішення встановити 5 опалювальних агрегатів фірми Volcano.

Також було зазначено основні заходи по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці, приділяючи особисту увагу пожежній безпеці, адже котельня являє собою об'єкт категорії Г, що означає високу ймовірність пожежі при порушенні заходів безпеки.

На кресленнях зазначені загальна теплова схема котельні, розташування обладнання у приміщенні котельні, та схема розташування трубопроводів.

Ключові слова: котельня, теплові навантаження, гаряче водопостачання, насос, теплообмінник, димова труба, водопідготовка, вентиляція, опалення.

SUMMARY

Bachelor's diploma project on the topic: "Reconstruction of a heating water-heating boiler house on the street. Kotsyubynskogo in Lutsk ": Explanatory note on 82 pages, 15 figures, 7 tables, 16 bibliographic titles of drawings - 4 pages. f. A1.

The purpose of the work is to replace outdated equipment with newer and more automated ones.

For the city of Lutsk, according to climatic conditions, the heat loads for hot water supply and heating of residential buildings were calculated. Based on the calculations and using the catalogs of manufacturers, equipment for the boiler room was selected. Namely: new heating water pumps, boiler circuit recirculation pumps, makeup water pumps and hot water circulation pumps were selected. Also, two plate heat exchangers of the TERMOPROM company were calculated and selected.

Calculations were made to determine the height of the chimney to prevent damage to the environment by harmful emissions.

Based on the calculations, a diagram was also drawn up and water treatment equipment was selected.

The final calculation was the reliability of supply and exhaust ventilation with natural circulation and the ability of the boiler house to provide itself with heat from the flow of heat residues from the boilers. As the calculation showed, the existing ventilation satisfies the necessary requirements, and the supply of excess heat is not enough, therefore it was decided to install 5 heating units from Volcano.

They also mentioned the main measures for the organizational and technical support of labor protection, focusing on fire safety, because the boiler house is an object of category G, which means a high probability of fire if safety measures are violated.

The drawings indicate: the general heating diagram of the boiler room, the location of equipment in the boiler room and the layout of the pipelines.

Key words: boiler room, heat loads, hot water supply, pump, heat exchanger, chimney, water treatment, ventilation, heating.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект бакалавра на тему: «Реконструкция отопительной водогрейной котельной по ул. Коцюбинского в г. Луцке» : Пояснительная записка на 82 с., 15 рис., 7 табл., 16 библиографических наименований чертежей - 4 л. ф. А1.

Цель работы - заменить устаревшее оборудование на более новое и автоматизированное.

Для города Луцка по климатическим условиям были рассчитаны тепловые нагрузки на горячее водоснабжение и отопление жилых зданий. Опираясь на расчеты и используя каталоги фирм-изготовителей было избрано оборудование для котельной. А именно: были выбраны новые насосы сетевой воды, насосы рециркуляции котлового контура, насосы подпиточной воды и циркуляционный насосы контура горячего водоснабжения. Также были рассчитаны и выбраны два теплообменника пластинчатые фирмы «TERMOPROM».

Были проведены расчеты определения высоты дымовой трубы, для предотвращения поражения окружающей среды вредными выбросами.

Исходя из расчетов также была составлена схема и избрано оборудование водоподготовки.

Заключительным расчетом была посчитана надежность приточно-вытяжной вентиляции с естественной циркуляцией и возможность котельной обеспечивать себя теплом из поступления тепловых остатков от котлов. Как показал расчет, существующая вентиляция удовлетворяет необходимые требования, а поступления избыточно тепла недостаточно, поэтому было принято решение установить 5 отопительных агрегатов фирмы Volcano.

Также были упомянуты основные мероприятия по организационно-техническому обеспечению охраны труда, акцентируя особое внимание на пожарной безопасности, ведь котельная представляет собой объект категории Г, что означает высокую вероятность пожара при нарушении мер безопасности.

На чертежах указаны: общая тепловая схема котельной, расположение оборудования в помещениях котельной и схема расположения трубопроводов.

Ключевые слова: котельная, тепловые нагрузки, горячее водоснабжение, насос, теплообменник, дымовая труба, водоподготовка, вентиляция, отопление.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ	10
ВСТУП.....	12
1.ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА.....	13
2 ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ СПОЖИВАЧІВ.....	14
2.1 Розрахунок витрати на опалення.....	14
2.2 Розрахунок витрат на ГВП.....	21
2.3 Висновки за розділом 2.....	24
3 ТЕПЛОВА СХЕМА КОТЕЛЬНОЇ.....	25
3.1 Опис теплової схеми.....	25
3.2 Вихідні дані для розрахунку теплової схеми.....	28
3.3 Розрахунок теплової схеми.....	29
3.4 Висновки за розділом 3.....	32
4 ВИБІР ОСНОВНОГО ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ КОТЕЛЬНОЇ.....	33
4.1 Вибір котлів.....	33
4.2 Вибір насосів.....	34
4.3 Вибір пластинчатих теплообмінників.....	46
4.4 Висновки за розділом 4.....	54
5 ВИЗНАЧЕННЯ ВИСОТИ ДИМОВОЇ ТРУБИ КОТЕЛЬНОЇ.....	55
5.1 Мінімальна висота димової труби.....	55
5.2 Висновки за розділом 5.....	58
6. ВОДОПІДГОТОВКА КОТЕЛЬНОЇ.....	59
6.1 Загальні положення.....	59
6.2 Вибір схеми водопідготовки та опис роботи.....	59
6.3 Вибір обладнання водопідготовки.....	60
6.4 Висновки за розділом 6.....	63
7. ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЯ.....	64
7.1 Вихідні дані.....	64
7.2 Теплові надходження.....	64
7.3 Вентиляція.....	65
7.4 Опалення.....	67
7.5 Висновки за розділом 7.....	67

					ТП 71 86 02 ПЗ		
Зм.	Кільк	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Заболотний				Реконструкція опалювальної водогрійної котельні у м. Луцьку. Пояснювальна записка.	Стадія	Аркуш
Керівник	Боженко					ДПБ	7
П.контр.						КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ	
Н.контр	Боженко						
Зав. каф.	Варламов						
						Аркушів	82

8. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	68
8.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці.....	68
8.2 Пожежна безпека.....	74
8.3 Висновки за розділом 8.....	77
ВИСНОВКИ.....	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	79
ДОДАТКИ	
Додаток А Список наукових праць і творчих досягнень.....	80
Додаток Б Перевірка дипломного проєкту на академічну доброчесність.....	82

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

Q – тепловий потік, кількість теплоти;

k – коефіцієнт теплопередачі;

F – площа поверхні;

Δt – температурний перепад;

t – температура;

L – довжина;

V – об'єм;

G – витрата;

m – кратність повітрообміну;

ρ – густина;

c – теплоємність;

ω – швидкість;

f – площа поперечного перерізу каналу;

d – діаметр трубопроводу.

Індекси

Верхні:

л – літній період;

мах – максимальний;

в.п – власні потреби;

гв – гаряча вода;

в – відпуск;

ном – номінальна;

д – дійсна;

м – мережа.

Нижні:

о – опалення;

макс –максимальний;

сер –середній;

вн – внутрішній;

р– розрахункова;

річн –річна;

п – повітря;

гв – гаряча вода;

хв – холодна вода;

зовн – зовнішній;

сист – система;

вит – витікання;

м.п – мережевий підігрівник;

в.к – водогрійний котел;

пер – перепуск;

рец – рециркуляція;

зав – завантаження;

м – мережа;

мн – мережний насос;

в – вода;

тр – трубопроводи.

Скорочення

ГВП – гаряче водопостачання;

ТОА – теплообмінний апарат;

ХВО – хімічна водо підготовка;

ККД – коефіцієнт корисної дії

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

У наш час система теплопостачання є необхідною для забезпечення споживачів необхідною теплотою. Щоб задовільнити потреби споживачів будують об'єкти для вироблення тепла на опалення та гаряче водопостачання – котельні. Призначення котельні – виробити необхідну кількість тепла та подати її до теплової мережі, де вона дійде до споживачів.

Щоб забезпечити надійну та безперебійну подачу теплоти потрібно своєчасно поновлювати у котельні все необхідне обладнання та слідкувати за якістю його роботи. В нашій країні зараз гостро стоїть питання щодо об'єктів із обладнанням що потребує оновлення, задля підвищення ККД котельні та більш якісного забезпечення споживачів.

І хоча заміна обладнання це досить дороге, але також і ефективно, адже зменшуються витрати на обслуговування обладнання, автоматизація обладнання дозволяє зменшити спектр роботи робітників, звівши його до регулювання параметрів обладнання та наглядом за якістю роботи.

У даному дипломному проекті представлена опалювальна водогрійна котельня, яка потребує реконструкції. Розрахунки та заміна застарілого обладнання на новітнє – основна мета цієї роботи.

Вихідні дані проекту реконструкції:

- Кількість будівель – 7 (10 поверхів);
- кількість водорозбірних приладів – 567 шт;
- матеріал стін: пінобетон, облицьований цеглою;
- матеріал перекриття: збірні залізобетонні плити;
- вікна: подвійний склопакет з металевою рамою;
- система теплопостачання – закрита;
- Графік теплової мережі – 95/70 °С;
- Кількість людей, що проживають у будівлях – 245.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

Робочий проект «Капітальний ремонт котельні по вул. Коцюбинського, 9-а в м. Луцьк», передбачає заміну існуючого обладнання опалювальної котельні з встановленням двох водогрійних газових котлів фірми "Ici Caldaie" тип GREENOX.e.70 потужністю 700кВт на місці демонтованого існуючого обладнання.

Котел обладнується автоматизованим пальником з модульним регулюванням спалювання газу фірми "Weishaupt".

Будівля забезпечена всіма інженерними мережами, у тому числі: водопостачанням, водовідведенням, каналізацією, електропостачанням, газопостачанням. Заміні будуть підлягати такі складові як:

- Газові котли;
- Мережні насоси;
- Насоси рециркуляції котлового контуру;
- Насоси підживлювальної води;
- Циркуляційні насоси тепlopостачання ГВП;
- Теплообмінники.

Замінивши обладнання також буде обране та розраховане обладнання для водопідготовки котельні, та її опалення і вентиляції.

По розміщенню споруда котельні – окремо розташована.

Робота котельні передбачається цілий рік в автоматичному режимі з постійним обслуговуючим персоналом.

Система тепlopостачання - чотиритрубна, для тепलोзабезпечення систем опалення та ГВП.

Паливо – природний газ по ГОСТ 5542-87 з теплотворною здатністю 8050 ккал/м³. Резервне паливо – не передбачається.

По надійності відпуску тепла відноситься до II категорії.

Споживачі тепла по надійності тепlopостачання відносяться до II категорії.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ СПОЖИВАЧІВ

2.1 Витрати теплоти на опалення

Розрахунок буде проводитись визначенням втрат теплоти через зовнішні огороження.

Із додатків літературних джерел виписуємо кліматологічні дані м. Луцька [1]:

а) середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період $t_{\text{ср.о.}} = 0,3^{\circ}\text{C}$;

б) тривалість опалювального періоду $n_o = 180$ діб;

в) середня температура зовнішнього повітря найбільш холодного місяця $t_{\text{ср.х.м}} = -4,2^{\circ}\text{C}$.

г) розрахункова температура зовнішнього повітря для опалювання в холодний період року $t_{\text{р.о.}} = -20^{\circ}\text{C}$;

2.1.1 Вихідні дані до розрахунку:

Котельня забезпечує потреби семи однакових будівель, характеристики однієї будівлі (див. рис. 2.1) зазначені нижче:

- кількість поверхів – 10;
- розмір будівлі – $24,5 \times 32,2 \times 30$ м;
- об'єм будівлі – 23667 м³;
- кількість людей, що проживає – 245 людини;
- кількість водорозбірних приладів – 245 шт.
- стіни: пінобетон, облицьований цеглою.
- перекриття: залізобетонні плити.
- вікна: подвійний склопакет з металевою рамою.

2.1.2 Теплові втрати рахуються як сума витрат теплоти через зовнішні огороження та теплових втрат на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить зовні через нещільності огорожень [2]

$$Q_{\text{втр}} = \sum Q_{\text{обг}} + Q_{\text{інф}} \quad (2.1)$$

де $\sum Q_{\text{обг}}$ – сумарні втрати теплоти через зовнішні огороження, кВт [2];

$Q_{\text{інф}}$ – теплові втрати на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до приміщення через нещільності в огороженнях будівлі, кВт [2].



Рис. 2.1 – План будівлі

2.1.3 Визначаю втрати теплоти через кожні відособлені огороження [2]

$$Q_{ог.і} = K \cdot F_i \cdot \Delta t_i \cdot \left(1 + \sum \beta_i\right) \cdot n_i \cdot 10^{-3} \quad (2.2)$$

де K_i – коефіцієнт теплопередачі відособленого огороження, Вт/ (м²·К) ;

Δt – різниця температур між повітрям зовні та всередині будівлі °С ;

n_i - поправка на розрахункову різницю температур, що залежить від геометричного положення огороження ;

β_i - додаткові втрати теплоти в частках .

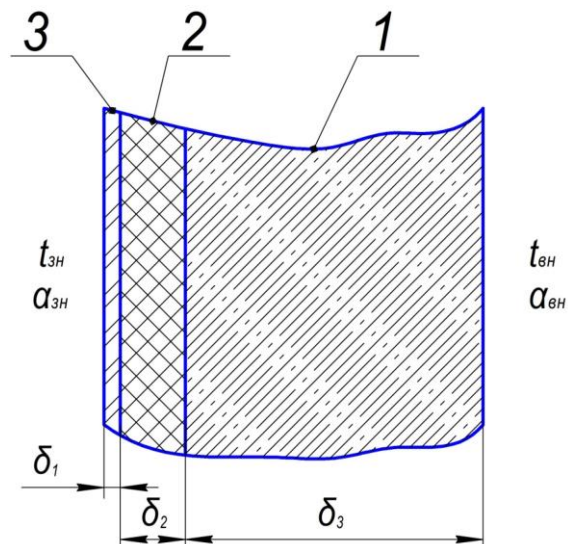
2.1.3.1 Коефіцієнти теплопередачі огорожень встановлюю за даними матеріалами будівлі:

Стіна зовнішня:

Фрагмент зовнішньої стіни зображено на рис. 1.2.

Коефіцієнт теплопередачі через огорожувальні конструкції розраховуються за наступною формулою [3]:

$$k_{ог} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{зн}}}, \quad (2.3)$$



1 – монолітна залізобетонна стіна : $\delta_1 = 0,6 \text{ м}$, $\lambda_1 = 1,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

2 – утеплювач : $\delta_2 = 0,12 \text{ м}$, $\lambda_2 = 0,045 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ [2];

3 – навісна фасадна система: $\delta_3 = 0,05 \text{ м}$, $\lambda_3 = 3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Рисунок 2.2 – Фрагмент зовнішньої стіни

де $\alpha_{вн}$, $\alpha_{зн}$ – коефіцієнти тепловіддачі внутрішніх і зовнішніх поверхонь огорожувальних конструкцій, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, (рекомендовано $\alpha_{вн} = 8,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $\alpha_{зн} = 25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$) [2].

Підставивши значення відповідних величин, отримаємо:

$$k_{\text{обр}} = \frac{1}{\frac{1}{8,5} + \frac{0,6}{1,5} + \frac{0,1}{0,045} + \frac{0,05}{3} + \frac{1}{25}} = 0,37 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Перекриття (див. рис. 2.3)

Коефіцієнт теплопередачі через перекриття [3]:

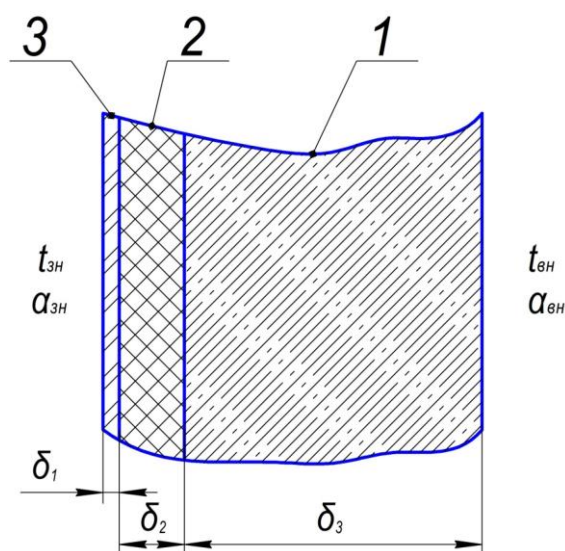
$$k_{\text{пер}} = \frac{1}{\frac{1}{8,5} + \frac{0,04}{1} + \frac{0,22}{0,19} + \frac{0,6}{1,5} + \frac{1}{25}} = 0,57 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2.1.3.2 Додаткові втрати теплоти в частках до основних $\Sigma\beta$:

Додаткові втрати теплоти в Україні враховуються тільки на швидкість вітру та її повторюваність [2].

Цей параметр враховується при швидкості вітру більш ніж 4,5 м/с і повторюваності більш ніж 15% [2].

Оскільки в м. Луцьку для всіх напрямків орієнтації приміщень, окрім Південно-Західного та Західного середня швидкість вітру менше за 4,5 м/с, і повторювальність менша за 15% , то о для Західної орієнтації $\Sigma\beta = 0,05$, а для інших – дорівнює нулю [2].



1 – залізобетонна плита перекриття : $\delta_9 = 0,6$ м, $\lambda_9 = 1,5$ Вт/(м·К).

2 – єврорубероїд на бітумній мастиці : $\delta_3 = 0,22$ м, $\lambda_3 = 0,19$ Вт/(м·К) ;

3 – атмосферостійка керамічна плитка : $\delta_I = 0,04$ м, $\lambda_I = 1$ Вт/(м·К) ;

Рисунок 2.3 – Фрагмент перекриття

2.1.3.3 Розрахункова різниця температур [2]:

Висота приміщень житлових будівель менша за 4 м, отже розрахункова різниця температур підраховується за формулою [2]:

$$\Delta t = t_{vn} - t_{p.o.} \quad (2.4)$$

$$\Delta t = 20 - (-20) = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.1.4 Визначення теплових втрат через підлогу.

Підлога ділиться на декілька зон (а саме – чотири), ширина кожної з яких по 2 м див рисунку 2.4. [2]

Із умов розміри підлоги : 24,5х32,2 м, отже площі зон :

$$-F_I = 210,8 \text{ м}^2;$$

$$-F_{II} = 178,8 \text{ м}^2$$

$$-F_{III} = 146,8 \text{ м}^2;$$

$$-F_{IV} = 252,5 \text{ м}^2$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги розраховуються за формулою, ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт, [2]:

$$r_{y.n.} = r_{n.n.} + \sum \frac{\delta_{ш.у.}}{\lambda_{ш.у.}} \quad (2.5)$$

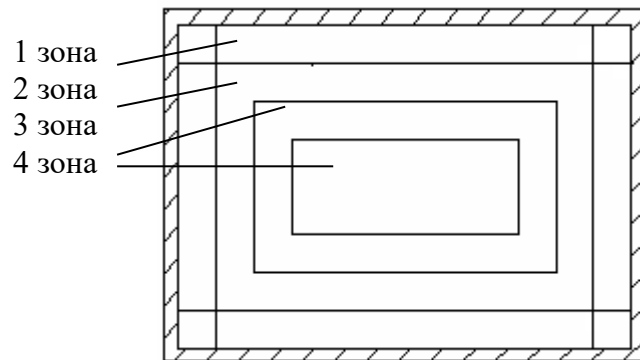


Рисунок 2.4 - Поділ площі підлоги на зони

де $r_{y.n.}$ - термічний опір теплопередачі утепленої зони ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт;

$r_{n.n.}$ - термічний опір теплопередачі неутепленої зони ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт;

$\delta_{ш.у.}$ - товщина шару утеплення, м;

$\lambda_{ш.у.}$ - теплопровідність шару утеплення Вт/(м·К).

Згідно з конструктивними характеристиками задаємо товщину шару утеплення $\delta_{ш.у.} = 0,012 \text{ м}$; теплопровідність шару утеплення $\lambda_{ш.у.} = 0,2 \text{ Вт/(м·К)}$ [2].

Термічні опори для даних зон дорівнюють:

$$-\text{зона I} - r_1 = 2,07 + \frac{0,012}{0,2} = 2,13 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт} ;$$

$$-\text{зона II} - r_2 = 4,2 + \frac{0,012}{0,2} = 4,26 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

$$-\text{зона III} - r_3 = 8,5 + \frac{0,012}{0,2} = 8,56 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт};$$

$$-\text{зона IV} - r_4 = 14,2 + \frac{0,012}{0,2} = 14,26 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Визначаємо теплові втрати через окремі зони :

- зона I

$$Q_{nI} = \frac{1}{2,13} \cdot 210,8 \cdot (20 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 3,95 \text{ кВт};$$

-зона II

$$Q_{nII} = \frac{1}{4,26} \cdot 178,8 \cdot (20 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 1,67 \text{ кВт};$$

- зона III

$$Q_{nIII} = \frac{1}{8,56} \cdot 146,8 \cdot (20 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0,685 \text{ кВт};$$

- зона IV

$$Q_{nIV} = \frac{1}{14,26} \cdot 252,5 \cdot (20 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0,708 \text{ кВт};$$

- сумарні втрати теплоти через підлогу дорівнюють

$$Q_n = Q_{nI} + Q_{nII} + Q_{nIII} + Q_{nIV} = 3,95 + 1,67 + 0,685 + 0,708 = 7,013 \text{ кВт}.$$

Розрахунок втрат теплоти через огорожуючі конструкції одного будинку зведено в табл. 2.1 [2].

Таблиця 2.1 - Результати розрахунків втрат теплоти

Зовнішнє обгородження	Орієнтація	Площа поверхні обгородження F_i , м ²	Розрахункова різниця температур Δt_i , °С	Коефіцієнт теплопередачі K_i , Вт/(м ² ·К)	Додаткові втрати теплоти $\Sigma\beta$	Втрати теплоти через обгородження $Q_{обг.i}$, кВт
Зовнішня стіна	Пн	634,2	40	0,37	0	9,386
Вікна	Пн	100,8	40	2,5	0	10,08
Зовнішня стіна	Пд	634,2	40	0,37	0	9,386
Вікна	Пд	100,8	40	2,5	0	10,08
Зовнішня стіна	Зх	649,2	40	0,37	0,05	9,608
Вікна	Зх	316,8	40	2,5	0,05	31,68
Зовнішня стіна	Сх	831,6	40	0,37	0	12,307
Вікна	Сх	134,4	40	2,5	0	13,440
Перекриття останнього поверху	-	788,9	40	0,57	0	17,986
Підлога Iго поверху	-	788,9	40	-	-	6,1
Сумарні теплові втрати через огороження будинку						130,053

2.1.5 Сумарні втрати теплоти через огорожуючі конструкції будівлі [2]

$$\sum Q_{обг} = Q_{ст} + Q_{вік} + Q_{пер} + Q_n = 130,053 \text{ кВт.}$$

2.1.6 Витрати теплоти для нагрівання інфільтраційного повітря для поверху будинку визначаємо за формулою $Q_{інф}$, кВт [2]

$$Q_{інф} = (m_o/3600) c_n \rho_n F_n h (t_{вн} - t_{р.о}), \quad (2.6)$$

де c_n – питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг·К), приймаю 1,0053 кДж/(кг·К);
 $m_{об}$ – кратність повітрообміну, 1/год. Відповідно до завданням $m_{об}=0,5$ 1/год;
 ρ_n – густина повітря, кг/м³, приймаю 1,213 кг/м³ ;
 F_n – площа підлоги житлових кімнат і кухонь на поверсі, м², яка згідно з рис. 2.1 складає 318,56 м² ;
 h – висота приміщення від підлоги до стелі, м. Опираючись на проект будинку, приймаю 2,5м.

Тоді, витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря для поверху будівлі складуть [2]:

$$Q_{інф} = (0,5/3600) 1,05 \cdot 1,21 \cdot 318,56 \cdot 2,5 \cdot (20 - (-20)) = 5,62 \text{ кВт,}$$

Те ж саме для десяти поверхів – $5,62 \cdot 10 = 56,2$ кВт.

2.1.7 Загальні втрати теплоти для семи будівель [2]

$$\sum Q_{заг} = (\sum Q_{обг} + Q_{інф}) \cdot 7; \quad (2.7)$$

$$\sum Q_{заг} = (130,053 + 56,2) \cdot 7 = 1303,7 \text{ кВт}$$

2.1.8 Середня витрата теплоти на опалення [2]

Для будівлі будь-якого призначення середня витрата теплоти на опалення, кВт, розраховується за формулою [4]

$$Q_{ср.о} = Q_{втр} \frac{t_{вн} - t_{ср.о}}{t_{вн} - t_{р.о}}, \quad (2.8)$$

$$Q_{ср.о} = 1303,7 \cdot \frac{20 - (0,3)}{20 - (-20)} = 642,07 \text{ кВт.}$$

2.1.9 Річна витрата теплоти на опалення, МДж/рік, розраховується за формулою [4]:

$$Q_{річ.о} = Q_{ср.о} \cdot n_o \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-3}; \quad (2.9)$$

$$Q_{річ.о} = 642,07 \cdot 180 \cdot 24 \cdot 3600 = 9\,985 \text{ МДж / рік.}$$

2.2 Витрати теплоти на гаряче водопостачання

Вихідні дані для обчислення витрат теплоти на гаряче водопостачання наведені в табл. 2.2.

2.2.1 Секундна витрата води усіх під'єднаних водозабірних приладів [4]

$$G_c = 5 \cdot g \cdot a, \quad (2.10)$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де α – безрозмірна величина, залежить від кількості водорозбірних приладів і ймовірність дії санітарно-технічних приладів [4].

2.2.2 Ймовірність дії санітарно – технічних приладів P

$$P = \frac{U_{\text{спож}} \cdot g_{\text{вит.год}}}{g \cdot N \cdot 3600}, \quad (2.11)$$

$$P = \frac{245 \cdot 10,00}{0,185 \cdot 210 \cdot 3600} = 0,017$$

За графіком у довідковій літературі $\alpha = f(N, P)$, знаходжу α , який дорівнює $\alpha = 0,27$ [4].

Таблиця 2.2 – Вихідні дані до розрахунку

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Значення величини
Кількість квартир, що обслуговуються	$N_{\text{прим}}$	шт.	70
Кількість користувачів води	$U_{\text{спож}}$	людей	245
Кількість сантехнічних приладів у одній квартирі	$N_{\text{прил}}$	шт.	3
Кількість годин споживання гарячої води	T	год/добу	24
Середня норма витрати води за добу [4]	$g_{\text{вит.доб}}$	кг/добу	85
Норма витрати за добу найбільшого водоспоживання на одного споживача [4]	$g_{\text{сп}}$	кг/добу	100
Секундна норма витрати води на одного споживача [4]	g	кг/с	0,2
Норма витрати води в годину найбільшого водоспоживання на одного споживача [4]	$g_{\text{вит.год}}$	кг/год	10

Отже, визначаю секундну витрату води

$$G_c = 5 \cdot 0,2 \cdot 0,27 = 0,27 \text{ кг/с.}$$

2.2.3 Розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання [4]

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{\text{вит}} \cdot \alpha_{\text{год}}, \quad (2.12)$$

де $K_{\text{вит}}$ – коефіцієнт використання водорозбірного приладу за годину найбільшого водоспоживання [4];

2.2.4 Ймовірність використання водозабірних приладів [4]

$$P_{\text{год}} = P / K_{\text{вит}} \quad (2.13)$$

$$P_{\text{год}}=0,017/0,28=0,06 .$$

Тоді за графіком у довідковій літературі $\alpha = f(N, P)$ обираю $a = 1,6$ [4].

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot 1,6 = 1612,8 \text{ кг/ год} .$$

2.2.5 Циркуляційні витрати гарячої води у системі ГВП [4]

$$q_{\text{цир}} = \frac{Q_{\text{втр}}^{\text{пр}}}{4,187 \cdot \Delta t} , \quad (2.14)$$

де $Q_{\text{втр}}$ - втрати теплоти у трубопроводах ГВП, кВт;

Δt - різниця температур у подавальному трубопроводі системи від нагрівача до нагрівального тіла до найбільш віддаленого водозабірної приладу, ($^{\circ}\text{C}$). Приймаю $\Delta t = 8^{\circ}\text{C}$ [4] .

Середньогодинна витрата теплоти на ГВП без врахування втрат теплоти трубопроводами [4]

$$Q'_{\text{ср}} = 1,16 \cdot q_{\text{ср}} \cdot (55 - 5) \quad (2.15)$$

де $q_{\text{ср}}$ – середньо-годинна витрата води за добу максимального водоспоживання, $\text{м}^3/\text{год}$

Величина $q_{\text{ср}}$ розраховується за формулою [4]

$$q_{\text{ср}} = \frac{g_{\text{сп}} \cdot U_{\text{спож}}}{1000 \cdot T} , \quad (2.16)$$

$$q_{\text{ср}} = \frac{100 \cdot 245}{1000 \cdot 24} = 1,02 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$Q'_{\text{ср}} = 1,16 \cdot 1,02 \cdot (55 - 5) = 59,16 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти у трубопроводах обираю для систем з ізольованими стояками у розмірі 25% від середньогодинного теплового потоку рахую за формулою [4]

$$Q_{\text{втр}}^{\text{пр}} = 0,25 \cdot Q'_{\text{ср}} ;$$

$$Q_{\text{втр}}^{\text{пр}} = 0,25 \cdot 59,16 = 14,79 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{цир}} = 14,79 / (4,187 \cdot 8) = 0,44 \text{ кг/с}$$

2.2.6 Об'ємна витрата циркуляційної води, $\text{м}^3/\text{год}$ [4]

$$G_{\text{год}}^{\text{цирк}} = Q_{\text{цирк}} \cdot \frac{3600}{\rho_{\text{води}}} , \quad (2.17)$$

де $\rho_{\text{води}}$ - густина води, беру 1000 кг/м^3

$$G_{\text{год}}^{\text{цирк}} = 0,44 \cdot 3,6 = 1,58 \text{ м}^3/\text{год}$$

2.2.7 Навантаження на циркуляцію, кВт [4]

$$Q_{\text{цирк}}^{\text{втр}} = 0,17 \cdot N_{\text{прим}} , \quad (2.18)$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{цирк}}^{\text{втр}} = 0,17 \cdot 70 = 11,9 \text{ кВт}$$

2.2.8 Максимальна витрата теплоти на ГВП на один будинок, кВт, за формулою[4]

$$Q_{\text{г.в.мак}} = 1,163 \cdot G_{\text{г.од}} \cdot (t_{\text{г.сеп}} - t_{\text{х.з.}}); \quad (2.19)$$

$$Q_{\text{г.в.мак}} = 1,163 \cdot 1612,8 \cdot (55 - 5) = 93,784 \text{ кВт}.$$

2.2.9 Середня витрата теплоти на ГВП на один будинок, визначається за формулою [4]

$$Q_{\text{г.в.мак}} = Q_{\text{г.в.сеп}} \cdot (2 \dots 2,4) \quad (2.20)$$

Беру коефіцієнт в формулі (2.20) 2,4, отже середня витрата теплоти

$$Q_{\text{г.в.сеп}} = Q_{\text{г.в.мак}} / 2; \quad (2.21)$$

$$Q_{\text{г.в.сеп}} = 93,784 / 2 = 46,892 \text{ кВт}$$

2.2.10 Річна витрата теплоти на ГВП на один будинок [4], МДж/рік

$$Q_{\text{г.в.річ.н}} = Q_{\text{г.в.мак}} \cdot T_{\text{з}} \cdot n_{\text{з}}; \quad (2.22)$$

де $n_{\text{з}}$ – продовжуваність навантаження на ГВП продовж року, беру 350 діб.

$$Q_{\text{г.в.річ.н}} = 46,892 \cdot 24 \cdot 350 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 1418,014 \text{ МДж/рік}$$

2.2.11 Загальне максимальне сумарне навантаження житлового комплексу на опалення і ГВП [4], кВт

$$Q_{\text{о+ГВП}} = \Sigma Q_{\text{о}} + Q_{\text{ГВП}}; \quad (2.23)$$

$$Q_{\text{о+ГВП}} = 1303,7 + 46,892 \cdot 7 = 1631,9 \text{ кВт}.$$

Результати розрахунків максимальних навантажень споживачів наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Максимальні витрати теплоти

Навантаження	Позначення	Одиниця	Значення величини
Опалення житлових будівель	$Q_{\text{о}}$	МВт	1,303
Гаряче водопостачання житлових будівель (середня витрата)	$Q_{\text{г.в.ср}}^{\text{ж}}$	МВт	0,328
Сумарне навантаження споживачів	$\Sigma Q_{\text{спож}}$	МВт	1,631

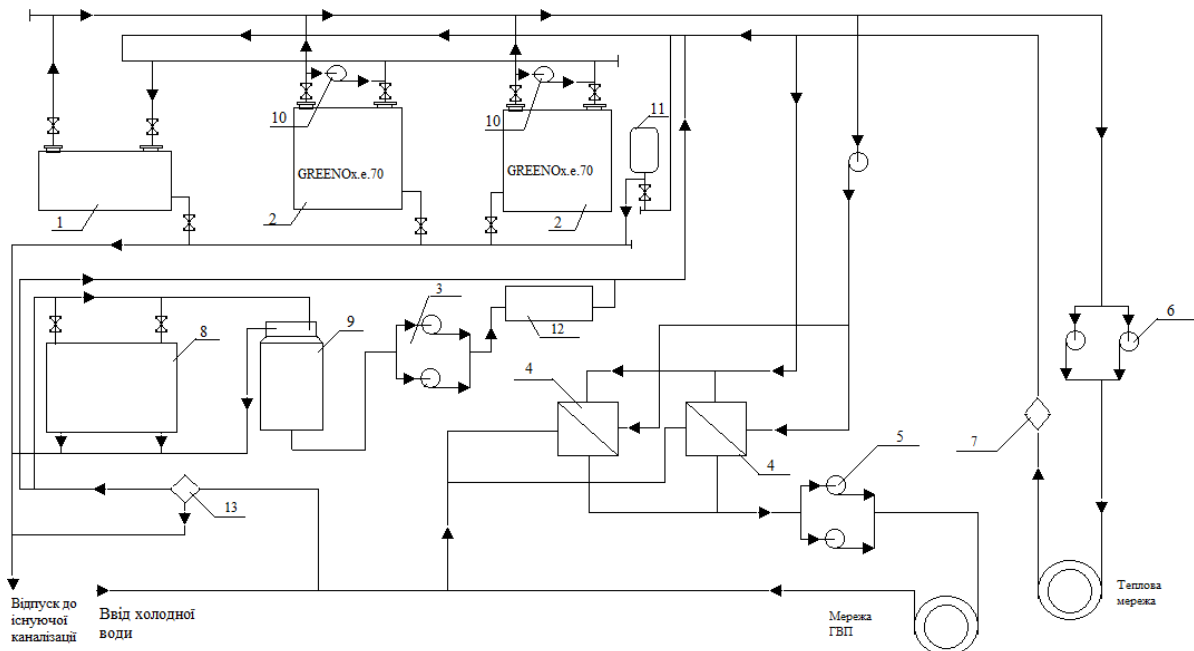
2.3 Висновки за розділом 2

За допомогою визначення втрат теплоти через зовнішні огороження були порашовані теплові навантаження споживачів на опалення, вони склали 1,303 МВт. Витрати теплоти на гаряче водопостачання визначались за нормами витрат та кількістю споживачів, та склали 0,328 МВт для семи будівель і 245 людей.

3 ТЕПЛОВА СХЕМА КОТЕЛЬНОЇ

3.1 Опис теплової схеми котельні

На рисунку 3.1 представлена принципова тепла схема районної водогрійної опалювальної котельні.



1 - існуючий газовий водогрійний котел; 2 – нові котли, що встановлюються; 3 – насосна станція підживлення; 4 – теплообмінник пластинчатий; 5 – циркуляційний насос контуру ГВП; 6 – циркуляційний насос мережевий; 7 – фільтр; 8 – установка пом'якшення безперервної дії; 9 – бак запасу хімічищеної води; 10 – рециркуляційний котловий насос; 11 – розширювальний бак; 12 – хімводопідготовка 13 – механічний фільтр із ручною промивкою.

Рисунок 3.1 - Принципова схема районної водогрійної опалювальної котельні

Вода із поворотної лінії теплової мережі подається до фільтру 7, після чого прямує на вхід до котлів. Насосною станцією підживлення води 3 живильна вода подається на вхід у котли, після її приготування на хімічній водопідготовці 12.

Котельня забезпечує споживачів централізовано мережною водою на опалення та гаряче водопостачання. Температурні графіки 95/70 °C та 55°C відповідно.

Проектна частина котельні повністю автоматизована і при роботі тільки нового котла, працює без обслуговуючого персоналу. Робота котлів НІСТУ-5 без постійної присутності персоналу не допускається. Нова система автоматизації забезпечує протиаварійний захист обладнання, за виключенням існуючих котлів, які залишаються з існуючою системою

захисту і регулювання. Сигнал про причини і аварійне автоматичне відключення нової частини котельні, через блок управління, передаються на диспетчерський пункт.

Алгоритм роботи котлів.

Робота нового котла передбачається в автоматичному режимі з передачею даних на загально-котельний щит управління.

Існуючий котел НІСТУ-5 з існуючою автоматикою.

Передбачена можливість переведення в ручний режим керування всіх виконавчих пристроїв, які задіяні в системі автоматичного керування котельнею, за винятком обладнання, встановленого на котлі.

Пальник нового котла обладнаний всією необхідною автоматикою і арматурою для регулювання процесу горіння та злагодженої роботи з котлом.

Контур проектних котлів: Від зворотного трубопроводу мережі вода подається на котел з температурою не менше 55 °С, перед входом в котел проектом встановлюється рециркуляційний котловий насос фірми WILO типу Stratos 50/1-9, що забезпечує підмішування гострої мережної води контуру котла в зворотну магістраль.

Регулювання температури зворотної води здійснюється з вимог: температура води на вході в котел не нижче 55°С.

Мережний контур:

Підготовка теплоносія та подача його у систему теплопостачання району виконується по залежній схемі.

Для забезпечення циркуляції теплоносія в контурі теплопостачання системи опалення, проектом передбачено встановлення мережевого насоса з частотним регулюванням ,що встановлений на подаючому трубопроводі системи теплопостачання до котельні.

Приготування гарячої води здійснюється в пластинчастих підігрівачах. Проектом передбачено встановлення двох паралельно включених підігрівачів, розрахованих на 50% теплового навантаження кожний. Температура гарячої води на споживача підтримується не більше 55°С .

Система ГВП обладнується рециркуляційним трубопроводом.

Теплообмінники систем ГВП обладнуються приладами магнітної обробки води. Для запобігання утворення накипу усередині труб та на пластинах теплообмінника застосовується безреагентний спосіб водопідготовки, що запобігає утворенню накипу та захищає від корозії у водогрійних теплообмінниках усіх типів, а також запірній арматурі і комунікаціях з поступовим відмиванням і віднесенням старих відкладень. Прилади легко

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

монтуються, не споживають енергії й практично не вимагають експлуатаційних затрат і обслуговування. Використання приладів магнітної обробки води має наступні переваги:

- зниження на 80 - 90% інтенсивності накипоутворення;
- збільшення в 1,5 - 2 рази терміну служби устаткування обладнання;
- зниження корозійних процесів;
- значне скорочення об'єму ремонтно-експлуатаційних робіт;
- зниження витрат хімреагентів;

Прилад встановлюється перед теплообмінником ГВП на трубопроводі ХВП.

Заповнення та підживлення системи здійснюється хімічно очищеною водою.

Згідно теплової схеми вихідна вода з господарчо - побутового водопроводу надходить на систему водопідготовки. Для обліку води, що надходить до котельні від господарсько-побутового водопроводу встановлюється лічильник холодної води.

Після лічильника вода надходить на фільтр грубої очистки PROTECTOR BW 1" в якому відбувається вловлювання механічних домішок, а потім до установки пом'якшення неперервної дії типу EUROSOFT TWIN WS1" 1054 фірми «BWT».

Кожна одиниця обладнання водопідготовки має запірну арматуру та байпасну лінію для аварійного живлення котельні у випадку виходу з ладу основного обладнання. Запірна арматура кожного байпасу має бути закрита та опломбована в нормальному положенні, а контрольна-відкрита.

Після підготовки вода потрапляє в бак запасу хімічно очищеної води об'ємом 1,5 м³, що передбачений проектом.

Після баку запасу вода надходить на насоси підживлення, що виконують аварійне підживлення котлового теплової мережі автоматично по падінню тиску в системах.

Для захисту від підвищення тиску вище робочого, котел обладнаний пружинним запобіжним клапаном.

Для захисту мережі від підвищення тиску при розширенні теплоносія система обладнана розширювальним мембранним баком. Мембранний бак підключений до зворотної лінії теплоносія з встановленням запірної арматури, яка при роботі котельні опломбована в відкритому стані.

Компоновка допоміжного обладнання та трубопроводів виконана за умов їх безпечної експлуатації та оптимальних трас з'єднувальних трубопроводів.

Вся фланцева арматура, яка розміщена на висоті понад 1,5 м, обслуговується за допомогою площадок або пересувних майданчиків.

Кріплення трубопроводів здійснюється до стін, металоконструкцій та опорних стійок за допомогою кронштейнів та підвісок.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для видалення повітря з системи, у верхніх точках трубопроводів передбачені автоматичні повітряні клапани.

Скидні та дренажні трубопроводи збираються у дренажні колектори, які влаштовані в підлозі котельні, з яких по каналізаційному трубопроводу виводяться до внутрішнього водостоку котельні. Трубопроводи підключаються з розривом струменя до системи внутрішньої каналізації котельні.

3.2 Вихідні дані до розрахунку

Вони складені для 3-х характерних режимів:

I режим – максимально зимовий при $t_{p.o}$ [5];

II режим – із середньою температурою найбільш холодного місяця $t_{cp.x.m}$ [5];

III режим – літній [5].

3.2.1 Температура повітря всередині опалювальних будівель (режими I–III) $t_{вн}=20^{\circ}\text{C}$ [1];

3.2.2 Температура зовнішнього повітря $t_{зовн}$:

– I режим – $t_{зовн.} = t_{p.o} = -20^{\circ}\text{C}$ [1];

– II режим – $t_{зовн.} = t_{cp.x.m} = -0,3^{\circ}\text{C}$;

$$t_{зовн} = t_{з.зл.} = t_{вн} - 0,345 \cdot (t_{вн} - t_{p.o.}) = 20 - 0,345 \cdot (20 - (-20)) = 6,19^{\circ}\text{C}.$$

3.2.3 Максимальний відпуск теплоти на опалення будівель (режим I)

$$Q_{o.g}^{жс} = 1,303 \text{ МВт};$$

3.2.4 Середній та максимальний відпуск теплоти на ГВП будівель [5]

$$Q_{г.в.ср}^{жс} = 0,656 \text{ МВт (режим I)};$$

$$Q_{г.в.ср}^{жс.л} = 0,328 \text{ МВт (режим III)}$$

3.2.5 Максимальна температура подавальної мережної води (режим I)

$$t_{1.max} = 95^{\circ}\text{C}$$

3.2.6 Максимальна температура поворотної мережної води (режим I)

$$t_{2.max} = 70^{\circ}\text{C}$$

3.2.7 Питомий об'єм води в системі теплопостачання відносно сумарного відпуску теплоти на опалення та ГВП (для всіх режимів) [4]:

$$g_{сист} = 35000 \text{ кг/МВт}$$

3.2.8 Коефіцієнт зниження витікання води в системі теплопостачання [4]:

$$k_{вит} = 1 \text{ (режим I-II)};$$

$$k_{вит} = 0,5 \text{ (режим III).}$$

3.2.9 Коефіцієнт власних потреб хімічного водоочищення [4]:

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_{x.г.}^{г.п.} = 1.1 \dots 1.25 \text{ (для всіх режимів).}$$

Беру $k_{x.г.}^{г.п.} = 1,2$.

3.2.10 Розрахункова температура гарячої води в системі місцевого теплопостачання (для всіх режимів) із закритою системою теплопостачання $t_{г.г.}^3 = 55^\circ\text{C}$ [4]

3.3 Розрахунок теплової схеми котельні

Розрахунок виконано для I режиму

3.3.1 Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення залежно від температури зовнішнього повітря [4]

$$k_{o.г.} = \frac{t_{вн} - t_{зовн}}{t_{вн} - t_{р.о.}}; \quad (3.1)$$

$$k_{o.г.} = 1$$

3.3.2 Сумарний відпуск теплоти на опалення, МВт [4]

$$Q_{o.г.} = (Q_{o.г.макс}^{жс+гп} + Q_{o.г.макс}^n) \cdot k_{o.г.} \quad (3.2)$$

$$Q_{o.г.} = (1,303 + 0) \cdot 1 = 1,303 \text{ МВт.}$$

3.3.3 Сумарний відпуск теплоти на ГВП, МВт [4]

$$Q_{г.г.}^3 = Q_{г.г.}^{жс} + Q_{г.г.}^n; \quad (3.3)$$

$$Q_{г.г.}^3 = Q_{г.г.} = 0,656 + 0 = 0,656 \text{ МВт.}$$

3.3.4 Температура мережної води на виході з котельні, $^\circ\text{C}$ [4]

$$t_1 = 20 + 62,5 \cdot k_{o.г.}^{0,8} + 12,5 \cdot k_{o.г.}; \quad (3.4)$$

$$t_1 = 20 + 62,5 \cdot 1^{0,8} + 12,5 \cdot 1 = 95^\circ\text{C}.$$

Температура поворотної мережної води після опалення, $^\circ\text{C}$ [4]

$$t_2^{o.г.} = t_1 - 25 \cdot k_{o.г.}; \quad (3.5)$$

$$t_2^{o.г.} = 95 - 25 \cdot 1 = 70^\circ\text{C}$$

3.3.5 Розрахункова витрата мережевої води на опалення, кг/с [4]

$$G_{o.г.} = \frac{Q_{o.г.} \cdot 10^6}{C_{г.} \cdot (t_1 - t_2^{o.г.})}; \quad (3.6)$$

$$G_{o.г.} = \frac{1,303 \cdot 10^6}{4187 \cdot (95 - 70)} = 12,44 \text{ кг/с.}$$

3.3.6 Витрата води на ГВП для споживачів, кг/с [4]

$$G_{г.г.}^{сп} = \frac{Q_{г.г.} \cdot 10^6}{C_{г.} \cdot (t_{г.г.} - T_{13})}; \quad (3.7)$$

$$G_{\text{з.в.}}^{\text{сп}} = \frac{0,656 \cdot 10^6}{4187 \cdot (55 - 5)} = 3,13 \text{ кг/с};$$

3.3.7 Розрахункова витрата мережевої води на виході з котельної, кг/с [4]

$$G_M = G_{\text{о.в.}} \quad (3.8)$$

$$G_M = 12,44 \text{ кг/с}$$

3.3.8 Витрати води для підживлення на заповнення витікань у тепловій мережі, кг/с [4]

$$G_{\text{вит}} = \frac{0,75}{100 \cdot 3600} (Q_{\text{о.в.}}^{\text{жс+трк}} + Q_{\text{з.в.сп}}^{\text{жс+трк}}) \cdot g_{\text{сист}} \cdot k_{\text{вит}} \quad (3.9)$$

$$G_{\text{вит}} = \frac{0,75}{100 \cdot 3600} (1,303 + 0,656) \cdot 35000 \cdot 1 = 0,14 \text{ кг/с.}$$

3.3.9 Витрата поворотної мережевої води на вході до котельної, кг/с [4]

$$G_{\text{п.м.}} = G_M - G_{\text{вит}} \quad (3.10)$$

$$G_{\text{п.м.}} = 12,44 - 0,14 = 12,3 \text{ кг/с}$$

3.3.10 Витрата сирій води, що надходить на хімічну очистку, кг/с [4]

$$G_{\text{с.в.}} = k_{\text{х.в.}}^{\text{с.н.}} \cdot G_{\text{вит}} \quad (3.11)$$

$$G_{\text{с.в.}} = 1,2 \cdot 0,14 = 0,16 \text{ кг/с}$$

3.3.11 Сумарний потік теплоти, що відпускається водогрійними котлами, МВт [4]

$$Q_K^{\text{с}} = Q_{\text{о.в.}} + Q_{\text{з.в.}} \quad (3.12)$$

$$Q_K^{\text{с}} = 1,303 + 0,328 = 1,631 \text{ МВт}$$

3.3.12 У зв'язку з тим, що в експлуатації залишається один водогрійний котел НІСТУ – 5 теплопродуктивністю 0,540 МВт, то теплове навантаження на нові котли, які потрібно встановити в котельні, складе

$$Q_H = 1,631 - 0,540 = 1,091 \text{ МВт.}$$

3.3.13 Необхідна кількість нових водогрійних котлів з округленням до найближчого більшого цілого числа [3]

$$N_{\text{к.п.}}^{\text{с}} = \frac{Q_H}{Q_K^{\text{ном}}}, \quad (3.13)$$

де $Q_K^{\text{ном}}$ - номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла, МВт [4].

Обираю водогрійний котел фірми ICI Caldaie типу GREENOx.e. 70 з номінальним навантаженням $Q_K^{\text{ном}} = 0,700 \text{ МВт}$, тоді кількість нових котлів

$$N_{\text{к.п.}}^{\text{с}} = \frac{1,091}{0,700} = 2 \text{ компл.}$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.14 Завантаження нових водогрійних котлів, що встановлюються в котельні, % [4]

$$K_{зав}^6 = \frac{Q_n}{N_{к.п}^B \cdot Q_k^{ном}} \cdot 100\%, \quad (3.14)$$

$$K_{зав}^6 = \frac{1,091}{2 \cdot 0,700} \cdot 100\% = 78\% .$$

Результати розрахунку для другого та третього режимів наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку теплової схеми для всіх режимів

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Значення величини для режиму		
			I	II	III
Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення залежно від температури зовнішнього повітря	$k_{o.в.}$	-	1	0,5	-
Сумарний відпуск теплоти на опалення	$Q_{o.в.}$	МВт	1,303	0,65	-
Сумарний відпуск теплоти на ГВП	$Q_{гвп}$	МВт	0,328	0,328	0,21
Температура мережної води на виході з котельні	T_1	°C	95	62,15	-
Температура поворотної мережної води після опалення	T_2	°C	70	49,65	-
Розрахункова витрата мережевої води на опалення	$G_{o.в.}$	кг/с	12,44	12,44	-
Витрата води на ГВП для споживачів	$G_{гвп}$	кг/с	3,13	3,13	1,2
Розрахункова витрата мережевої води на виході з котельної на ГВП	$G_{гвп.кот}$	кг/с	3,6	5,21	-
Витрати води для підживлення на заповнення витікань у тепловій мережі	$G_{вит}$	кг/с	0,14	0,14	-
Витрата поворотної мережевої води на вході до котельної	$G_{п.м.}$	кг/с	12,3	12,3	-
Витрата сирієї води, що надходить на хімічну очистку	$G_{с.в.}$	кг/с	0,16	0,16	-
Сумарний потік теплоти, що відпускається водогрійними котлами	$Q_{сум}$	МВт	1,631	0,978	0,21

З урахуванням втрат теплоти котельні крізь огорожуючі конструкції та в теплових мережах, які беру 10%, сумарна теплопродуктивність котельні складає:

- В режимі I – 1,794 МВт;
- В режимі II – 1,075 МВт;
- В режимі III – 0,231 МВт.

3.4 Висновки за розділом 3

У розділі 3 була описана та порашована теплова схема, були визначені витрати води на потреби котельні та сумарна теплопродуктивність котельні, що для I, II та III режимів складає 1,795 МВт, 1,075 МВт та 0,231 МВт відповідно.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ВИБІР ОСНОВНОГО ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ КОТЕЛЬНОЇ

4.1 Вибір котлів

Основне завдання при виборі обладнання, а саме котла, це теплоносій та тип палив, що він використовує. Опираючись на ці речі обираємо котел. Необхідна кількість залежить від теплової потужності котельної. Зазвичай у котельнях встановлюють однакові котли, якщо необхідно їх встановити декілька, задля зменшення витрат [6].

Кількість котлів обирається за максимальним відпуском теплоти у вигляді гарячої води [6]

$$N_{к.л}^6 = \frac{Q_{к}^6}{Q_{к}^{ном}}, \quad (4.1)$$

де $Q_{к}^6$ - сумарний потік теплоти водогрійними котлоагрегатами, одержаний при розрахунку теплової схеми котельної для максимального зимового режиму, МВт [6]

$Q_{к}^{ном}$ - номінальне навантаження водогрійного котла, МВт [6].

Після обрахунків теплової схеми котельні було вирішено встановити два водогрійних котла GREENOx.e. 70 з характеристиками (див. табл. 4.1):

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики вибраних котлів

Найменування величини	Одиниця виміру	Величина
1 Номінальна теплова потужність	кВт	700
2 Коефіцієнт корисної дії, не менше	%	93
3 Максимально допустимий робочий тиск	бар	6
4 Максимальна температура теплоносія, не більш	°C	115
5 Мінімальна температура води на вході в котел	°C	55
6 Габаритні розміри ДхШхВ	мм	1925x945x2228
7 Водяний об'єм котла	м ³	0,863
8 Маса котла (без води)	кг	1390

Загальний вигляд котла GREENOx.e. 70 наведений на рис. 4.1 .



Рисунок 4.1- Загальний вигляд котла GREENOx.e. 70

4.2 Вибір насосів

В котельні встановлені наступні насоси:

- мережної води;
- підживлювальної води;
- циркуляції ГВП;
- циркуляційний котловий;

Всі встановлені насоси з електричним приводом. Вони обираються опираючись на тиск та подачу [7].

4.2.1 Насоси мережної води

Мережні насоси призначені для забезпечення циркуляції води в теплових мережах [7]

4.2.1.1 Визначаю подачу насосів за витратою мережної води, м³/год [7]

$$V_{м.н} = \frac{G_{м.н} \cdot 3600}{\rho_в}, \quad (4.2)$$

де G_m – масова витрата мережної води, яка складає 12,44 кг/с;

ρ – густина води кг/м³ (беру 1000 кг/м³).

Отже

$$V_{м.н} = \frac{12,44 \cdot 3600}{1000} = 44,78 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Тиск насосів мережної води, МПа [7]

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_M = l \cdot \Delta P_{\text{мер}} + \Delta P_{\text{в.к}} + \Delta P_{\text{тр}} \quad (4.3)$$

де ΔP_M - гідравлічний опір теплової мережі, МПа [7];

$\Delta P_{\text{в.к}}$ - гідравлічний опір водогрійного котла, приймаю $\Delta P_{\text{в.к}} = 0,004$ МПа;

$\Delta P_{\text{тр}}$ - гідравлічний опір трубопроводів усередині котельні, МПа [7].

Гідравлічний опір мережі, МПа [7]

$$\Delta P_i = R l (1 + \alpha) \cdot 10^{-6} \quad (4.4)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, Па/м;

l – довжина теплової мережі у двотрубному виконанні, $l = 131$ м;

α - коефіцієнт місцевих опорів, $\alpha = f(d_{\text{см}})$.

4.2.1.2 Беру швидкість води $\omega_v = 1,4$ м/с і з рівняння суцільності визначаю внутрішній діаметр трубопроводу $d_{\text{вн}}$, м [7]

$$d_{\text{мер}} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{\text{м.н}}}{\rho_v \cdot \omega_v}}, \quad (4.5)$$

$$d_{\text{мер}} = 1,13 \sqrt{\frac{12,44}{1000 \cdot 1,4}} = 0,106 \text{ м.}$$

Користуючись довідковою літературою обираю внутрішній діаметр трубопроводу $d_{\text{мер}} = 125$ мм [8]. А також визначаю коефіцієнт місцевого опору $\alpha = f(d_{\text{см}}) = 0,28$ [9] .

4.2.1.3 Уточнюю швидкість руху води, м/с [7]

$$\omega_v = \frac{4 \cdot G_{\text{м.н}}}{\rho_v \cdot \pi \cdot d_{\text{мер}}^2}, \quad (4.6)$$

$$\omega_v = \frac{4 \cdot 12,44}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,125^2} = 1,01 \text{ м/с}$$

4.2.1.4 Питомі втрати тиску на тертя Па/м [7]

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_v \omega_v^2}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{мер}}}, \quad (4.7)$$

де λ - коефіцієнт опору тертя.

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d'} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (4.8)$$

де k_e – еквівалентний коефіцієнт абсолютної шорсткості внутрішньої поверхні труби; відповідно до Правил Держтехнагляду усі трубопроводи промислових й опалювальних котелень можуть виготовлятися із сталевих безшовних зварних труб, виконаних з вуглецевої сталі, для яких $k_e = 1$ мм

d' - внутрішній діаметр трубопроводу, мм;

Re – число Рейнольдса [7].

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаю число Рейнольдса [7]

$$Re = \frac{d_{\text{вн}} \omega}{\nu}, \quad (4.9)$$

де ν - кінематична в'язкість води, $\text{м}^2/\text{с}$.

Кінематичну в'язкість визначаю за середньою температурою теплоносія, яка дорівнює $82,5^\circ\text{C}$, тоді $\nu=f(t=82,5^\circ\text{C})=0,421 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [10].

Тоді

$$Re = \frac{0,1 \cdot 1,01}{0,421 \cdot 10^{-6}} = 239904 .$$

Визначаю коефіцієнт опору тертя λ

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{1}{125} + \frac{68}{239904} \right)^{0,25} = 0,015.$$

Питомі втрати тиску на тертя

$$R = 0,015 \cdot \frac{1000 \cdot 1,01^2}{2} \cdot \frac{1}{0,125} = 61,206 \text{ Па/м}.$$

4.2.1.5 Опір мережі, кПа

$$\Delta P_{\text{м}} = 61,206 \cdot 421 \cdot (1+0,28) \cdot 10^{-3} = 32,98 \text{ кПа}.$$

4.2.1.6 Гідравлічний опір трубопроводів усередині котельні складає 5% від втрат тиску в мережі [7], тобто

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot \Delta P_{\text{м}} ; \quad (4.10)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot 0,032 = 0,0016 \text{ кПа}$$

4.2.1.7 Тиск насосів мережної води [7]

$$H_{\text{м}} = 1,1 \cdot \Delta P_{\text{мер}} + \Delta P_{\text{в.к}} + \Delta P_{\text{тр}} \quad (4.11)$$

$$H_{\text{мер}} = 1,1 \cdot 0,032 + 0,0016 \cdot 10^{-3} = 0,035 \text{ МПа}.$$

За величинами $V_{\text{н.м}}=44,78 \text{ м}^3/\text{год}$ та $H_{\text{мер}}= 0,035 \text{ МПа}$ вибираю мережний насос типу Wilo Stratos GIGA 100/1-33/6,0, з наступними характеристиками [11]:

– подача – $60 \text{ м}^3/\text{год}$;

– тиск – $0,245 \text{ МПа}$;

– ККД – $84,7\%$;

– потужність електродвигуна – $6,8 \text{ кВт}$;

Загальний вигляд насоса мережної води зображений на рисунку 4.3.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

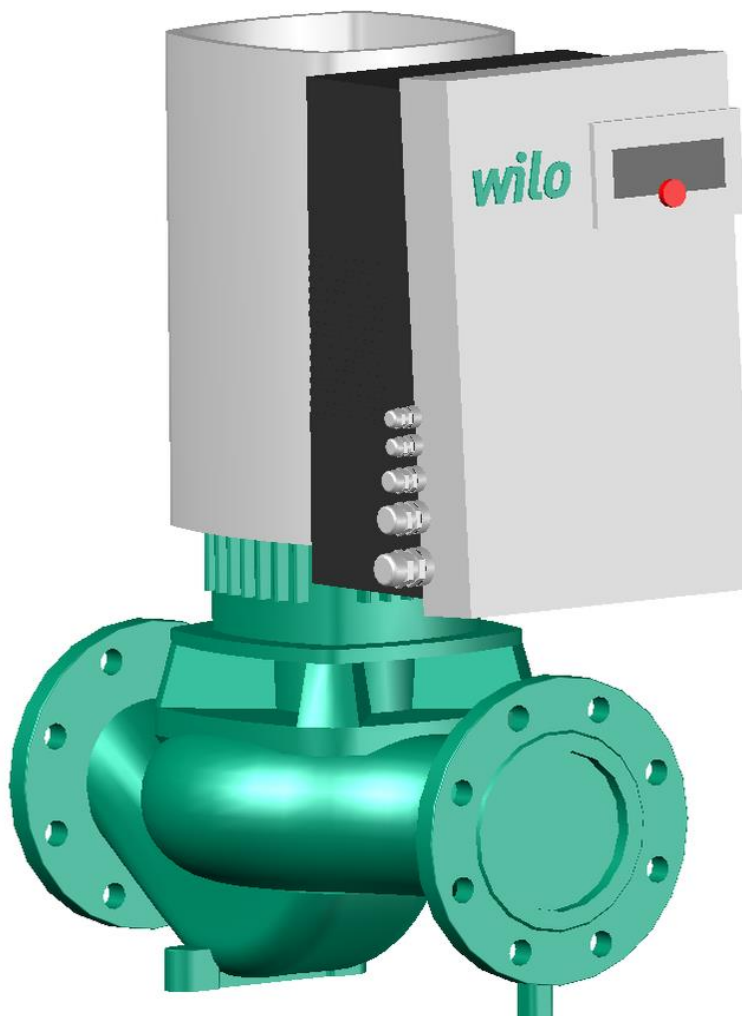


Рисунок 4.3 – Загальний вигляд мережного насосу

4.2.2 Насоси рециркуляції

Насоси рециркуляції призначені для забезпечення циркуляції води в контурі котла, обираються за тими ж параметрами, що і мережні [7].

4.2.2.1.1 Визначаю подачу насоса за витратою води через котел GREENOX.e. 70:

- масова витрата, кг/с [7]

$$G = \frac{Q_k \cdot 10^6}{C_e \cdot (t_1 - t_2)},$$

$$G = \frac{0,7 \cdot 10^6}{4187 \cdot (95 - 70)} = 6,7 \text{ кг/с}$$

- об'ємна витрата, м³/год [7]

$$V = \frac{G \cdot 3600}{\rho_e}, \quad (4.12)$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Q_k - номінальна потужність котла, яка дорівнює 0,7 МВт ;
 c_v – теплоємність води, Дж/(кг·К) (беру 4187 Дж/(кг·К));
 ρ – густина води кг/м³ (беру 1000 кг/м³).

Тоді

$$V_{м.н} = \frac{6,7 \cdot 3600}{1000} = 24,1 \text{ м}^3/\text{год.}$$

4.2.2.1.2 Тиск насоса рециркуляції [7]

$$H_m = \Delta P_k + \Delta P_{тр} \quad (4.13)$$

Опір котла складає $\Delta P_k = 6$ кПа.

Гідравлічний опір трубопроводів у контурі котла у два рази більший, ніж втрати тиску в котлі [7], тобто

$$\Delta P_{тр} = 2 \cdot \Delta P_k ; \quad (4.14)$$

$$\Delta P_{тр} = 2 \cdot 6 = 12 \text{ кПа}$$

За величинами $V_{н.м}=24,1$ м³/год та $H_{мер}= 0,02$ МПа вибираю рециркуляційний насос типу Wilo Stratos 50/1-9 з наступними характеристиками [11]:

- подача – 27,1 м³/год;
- тиск – 0,09 МПа;
- ККД – 87,5%;
- потужність електродвигуна – 0,49 кВт;
- частота обертання електродвигуна – 3000 об/хв.

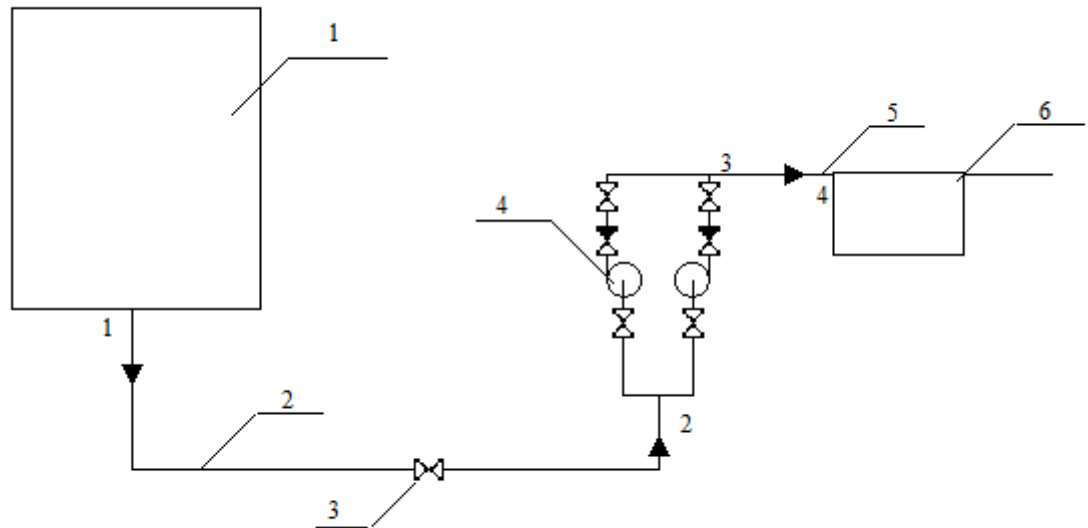


Рисунок 4.4 – Загальний вигляд насоса рециркуляції

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.3 Вибір насосів підживлювальної води

Насоси для підживлення вводяться з метою заповнення витоків води в закритих системах тепlopостачання [7].



1 – бак запасу хімічищеної води; 2 – трубопровід; 3 – вентиль; 4 – насосна станція підживлення; 5- трубопровід; 6 – установка хімічної деаерації та корекції.

Рисунок 4.5 - Схема підживлювальних трубопроводів

4.2.3.1 Гідралічний розрахунок тракту підживлювальної води

1) Подачу підживлювальних насосів визначають за масовою витратою води для підживлення, одержаною при розрахунку теплової схеми котельної [7]

$$V_{\text{підж}} = \frac{2 \cdot G_{\text{вит}}}{\rho} \cdot 3600, \quad (4.15)$$

де $G_{\text{вит}} = G_{\text{підж}}$ – витрата води на підживлення [7] (з розрахунку теплової схеми, $G_{\text{вит}} = 0,14 \text{ кг/с}$.)

$$V_{\text{підж}} = \frac{2 \cdot 0,14}{1000} \cdot 3600 = 1,008 \text{ м}^3 / \text{год} .$$

2) Розбиваємо тракт на ділянки 1-2 та 3-4. Довжина ділянки 1-2 $l^{(1-2)} = 6 \text{ м}$, ділянки 3-4 $l^{(3-4)} = 1,5 \text{ м}$.

Приймаємо швидкість руху води на ділянці 1-2 $\omega_{\text{в}}^{(1-2)} = 1,5 \text{ м/с}$, а на ділянці 3-4 $\omega_{\text{в}}^{(3-4)} = 2 \text{ м/с}$ [7].

3) Діаметри трубопроводів [7]

З рівняння суцільності [7]

$$d_{\text{вн}} = 1130 \cdot \sqrt{\frac{G_{\text{підж}}}{\rho_{\text{г}} \cdot \omega_{\text{г}}}}. \quad (4.16)$$

Діаметр трубопроводу на ділянці 1-2

$$d_{\text{вн}}^{(1-2)} = 1130 \sqrt{\frac{0,14}{1000 \cdot 1,5}} = 0,0109 \text{ м}$$

Діаметр трубопроводу на ділянці 3-4

$$d_{\text{вн}}^{(3-4)} = 1130 \sqrt{\frac{0,14}{1000 \cdot 2}} = 0,0095 \text{ м}$$

Як остаточні приймаємо заокруглені розрахункові внутрішні діаметри із стандартного ряду

$$d_{\text{вн}}^{1-2} = 20 \text{ мм};$$

$$d_{\text{вн}}^{3-4} = 20 \text{ мм}.$$

4) Знаходимо дійсні швидкості руху води [7]

На ділянці 1-2

$$\omega_{\text{в}}^{1-2} = \frac{4 \cdot G_{\text{підж}}}{\rho \cdot \pi \cdot (d_{\text{вн}}^{1-2})^2}, \quad (4.17)$$

$$\omega_{\text{в}}^{1-2} = \frac{4 \cdot 0,14}{3,14 \cdot (0,02)^2 \cdot 1000} = 0,44 \text{ м/с}.$$

На ділянці 3-4

$$\omega_{\text{в}}^{3-4} = \frac{4 \cdot G_{\text{підж}}}{\rho \cdot \pi \cdot (d_{\text{вн}}^{1-2})^2}, \quad (4.18)$$

$$\omega_{\text{в}}^{3-4} = \frac{4 \cdot 0,14}{3,14 \cdot (0,02)^2 \cdot 1000} = 0,44 \text{ м/с}.$$

5) Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{d_{\text{вн}} \omega_{\text{в}}}{\nu}, \quad (4.19)$$

де ν - кінематична в'язкість, $\nu = f(t=70^\circ\text{C}) = 0,421 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [10].

На ділянці 1-2

$$\text{Re}^{1-2} = \frac{0,02 \cdot 0,44}{0,421 \cdot 10^{-6}} = 20902.$$

На ділянці 3-4

$$\text{Re}^{3-4} = \frac{0,02 \cdot 0,44}{0,421 \cdot 10^{-6}} = 20902.$$

б) Коефіцієнт гідравлічного тертя [7]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\epsilon}}{d'} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (4.20)$$

де k_{ϵ} – еквівалентний коефіцієнт абсолютної шорсткості внутрішньої поверхні труби; відповідно до Правил Держтехнагляду усі трубопроводи промислових й опалювальних котелень можуть виготовлятися із сталених безшовних зварних труб, виконаних з вуглецевої сталі, для яких $k_{\epsilon}=1$ мм

d' - внутрішній діаметр трубопроводу, мм.

На ділянці 1-2

$$\lambda^{1-2} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1}{20} + \frac{68}{20902} \right)^{0,25} = 0,033.$$

На ділянці 3-4

$$\lambda^{3-4} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1}{20} + \frac{68}{20902} \right)^{0,25} = 0,033.$$

Питомі витрати тиску на тертя

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_{\epsilon} \omega_{\epsilon}^2}{2} \cdot \frac{1}{d'},$$

На ділянці 1-2

$$R = 0,033 \cdot \frac{1000 \cdot 0,44^2}{2} \cdot \frac{1}{0,02} = 159,72 \text{ Па/м.}$$

На ділянці 3-4

$$R = 0,033 \cdot \frac{1000 \cdot 0,44^2}{2} \cdot \frac{1}{0,02} = 159,72 \text{ Па/м.}$$

7) Втрата тиску в місцевих опорах, Па [7]

$$P_{\text{м.о}} = \sum \xi \cdot \frac{\rho_{\text{вод}} \omega_{\text{в}}^2}{2}, \quad (4.21)$$

де ξ - коефіцієнт місцевого опору [7];

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на ділянці 1-2 мають місце такі місцеві опори: поворот – $\xi_{пов.}=1,0$, вентиль – $\xi_{вент.}=1,0$, поворот – $\xi_{пов.}=1,0$, раптове звуження $\xi_{звуж.}=0,5$; на ділянці 3-4 мають місце такі місцеві опори: раптове розширення $\xi_{розш.}=1,0$ [7].

На ділянці 1-2

$$P_{м.о}^{(1-2)} = (1,0 + 1,0 + 1,0 + 0,5) \cdot \frac{1000 \cdot 0,44^2}{2} = 338,8 \text{ Па.}$$

На ділянці 3-4

$$P_{м.о}^{(3-4)} = (1,0) \cdot \frac{1000 \cdot 0,44^2}{2} = 96,8 \text{ Па.}$$

8) Втрати тиску по тракту підживлювальної води, МПа [7]

$$\Delta P_T = \sum (R \cdot l + P_{ом}) \cdot 10^{-6},$$

На ділянці 1-2

На ділянці 3-4

$$\Delta P_{T2} = (159,72 \cdot 1,5 + 96,8) \cdot 10^{-6} = 0,00033 \text{ МПа}$$

9) Гідравлічний опір трубопроводу та арматури лінії [7]

$$\Delta P_{тр} = \Delta P_{т1} + \Delta P_{т2} \quad (4.22)$$

$$\Delta P_{тр} = 0,0012 + 0,00033 = 0,0015 \text{ МПа}$$

10) Напір підживлювальних насосів вибирається залежно від гідравлічних опорів трубопроводів та тиску в зворотній магістралі $\Delta P_{пов} = 0,4 \text{ МПа}$ [7].

$$H_{н.в.} = \Delta P_{пов} + \Delta P_{тр}, \quad (4.23)$$

$$H_{н.в.} = 0,4 + 0,0015 = 0,4015 \text{ МПа.}$$

За подачею та тиском вибираю насосну станцію підживлення системи, типу Wilo HELIX V 209-1/25/E/KS/400-50, з наступними характеристиками [11]:

подача – $1,5 \text{ м}^3/\text{год}$;

тиск – $0,45 \text{ МПа}$;

ККД – 81% ;

потужність електродвигуна – $0,75 \text{ кВт}$;

частота обертання електродвигуна – 2900 об/хв.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.5 – Загальний вигляд насосу підживлювальної води

4.2.4 Циркуляційний насос тепlopостачання ГВП

4.2.4.1 Визначаю подачу насосів за витратою води [7]

$$V_{м.н} = \frac{G_{м.н} \cdot 3600}{\rho_в}, \quad (4.24)$$

$$V_{м.н} = \frac{7,36 \cdot 3600}{1000} = 26,49 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Тиск насоса води, МПа [7]

$$H_m = l \cdot \Delta P_{мер} + \Delta P_{в.к} + \Delta P_{тр} \quad (4.25)$$

Гідравлічний опір контуру, МПа [7]

$$\Delta P_i = \sum (Rl + Z) \quad (4.26)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, Па/м;

l – довжина трубопроводів ГВП $l = 20$ м;

Z – втрати тиску на місцеві опори.

4.2.4.2 Беру швидкість води $\omega_в = 1,7$ м/с і з рівняння суцільності визначаю внутрішній діаметр трубопроводу $d_{вн}$, м [7]

$$d_{мер} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{м.н}}{\rho_в \cdot \omega_в}}, \quad (4.27)$$

$$d_{мер} = 1,13 \sqrt{\frac{7,36}{1000 \cdot 1,7}} = 0,059 \text{ м.}$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

За [8] даними беру внутрішній діаметр трубопроводу $d_{\text{мер}} = 60$ мм і визначаю коефіцієнт місцевого опору $\alpha = f(d_{\text{см}}) = 0,25$ [9].

4.2.4.3 Уточнюю швидкість руху води, м/с [7]

$$\omega_{\text{в}} = \frac{4 \cdot G_{\text{м.н}}}{\rho_{\text{в}} \cdot \pi \cdot d_{\text{мер}}^2}, \quad (4.28)$$

$$\omega_{\text{в}} = \frac{4 \cdot 7,36}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2} = 1,86 \text{ м/с}$$

4.2.4.4 Питомі втрати тиску на тертя Па/м [7]

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_{\text{в}} \omega_{\text{в}}^2}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{мер}}}, \quad (4.29)$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{с}}}{d'} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (4.30)$$

Визначаю число Рейнольдса [7]

$$\text{Re} = \frac{d_{\text{вн}} \omega_{\text{в}}}{\nu}, \quad (4.31)$$

де ν - кінематична в'язкість, м²/с.

Кінематичну в'язкість визначаю за середньою температурою теплоносія, яка дорівнює 80°C, тоді $\nu = f(t = 80^\circ\text{C}) = 0,423 \cdot 10^{-6}$ м²/с [10].

$$\text{Re} = \frac{0,06 \cdot 1,86}{0,423 \cdot 10^{-6}} = 263829$$

Визначаю коефіцієнт опору тертя λ

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{1}{60} + \frac{68}{263829} \right)^{0,25} = 0,039.$$

Питомі витрати тиску на тертя, Па/м

$$R = 0,048 \cdot \frac{1000 \cdot 1,86^2}{2} \cdot \frac{1}{0,06} = 1383 \text{ Па/м.}$$

4.2.4.5 Опір контуру, кПа

$$\Delta P_{\text{м}} = 1383 \cdot 20 \cdot (1 + 0,25) \cdot 10^{-6} = 0,034 \text{ МПа.}$$

4.2.4.6 Гідравлічний опір трубопроводів у середині котельні складає 5% [7], тобто

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot \Delta P_{\text{м}}; \quad (4.32)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot 0,034 = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ МПа.}$$

4.2.4.7 Тиск насосів [7]

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_M = 1,1 \cdot \Delta P_{мер} + \Delta P_{в.к} + \Delta P_{тр} \quad (4.33)$$

$$H_{мер} = 1,1 \cdot 0,034 + 1,7 \cdot 10^{-3} + 0,078 = 0,117 \text{ МПа.}$$

За величинами $V_{н.м}=26,49 \text{ м}^3/\text{год}$ та $H_{мер}=0,04 \text{ МПа}$ вибираю насос контуру ГВП типу Wilo TOP-S 40/15, з наступними характеристиками [11]:

- подача – $30 \text{ м}^3/\text{год}$;
- тиск – $0,12 \text{ МПа}$;
- ККД – 86% ;
- потужність електродвигуна – $0,905 \text{ кВт}$;
- частота обертання електродвигуна – 2800 об/хв.



Рисунок 4.7 – Загальний вигляд насосу контуру ГВП

4.3 Вибір теплообмінників

Теплообмінники, що застосовуються в котельні, є пластинчатими апаратами поверхневого типу й використовуються для підігрівання води, що йде на потреби ГВП.

Водоводяний підігрівач води, що йде на потреби ГВП

Вихідні дані до розрахунку:

- 1) Потік теплоти, що йде на підігрів води $Q = 420$ кВт;
- 2) Початкова температура сирої води $t'_2 = 5$ °С;
- 3) Кінцева температура води після теплообмінника $t''_2 = 55$ °С;
- 4) Початкова температура мережної води, що нагріває $t'_1 = 95$ °С;
- 5) Кінцева температура мережної води $t''_1 = 70$ °С;
- 6) Робочий тиск в апараті $P = 10^6$ Па;

7) Теплофізичні властивості мережної води при середній температурі

$$\bar{t}_1 = 0,5 \cdot (95 + 70) = 82,5^\circ\text{C} \quad [10].$$

- густина $\rho_1 = 965,4$ кг/м³ ;
- питома теплоємність $c_1 = 4209$ Дж/(кг·К) ;
- теплопровідність $\lambda_1 = 0,68$ Вт/(м·К) ;
- кінематична в'язкість $\nu_1 = 0,325 \cdot 10^{-6}$ м²/с ;

8) Теплофізичні властивості сирої води при середній температурі

$$\bar{t}_2 = 0,5 \cdot (55 + 5) = 30^\circ\text{C} \quad [10]$$

- густина $\rho_2 = 995,7$ кг/м³ ;
- питома теплоємність $c_2 = 4174$ Дж/(кг·К) ;
- теплопровідність $\lambda_2 = 0,618$ Вт/(м·К) ;
- кінематична в'язкість $\nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6}$ м²/с ;

9) Теплообмінник компонується з пластин типу 0,6 з кутом перетину вершин гофр 120°. Геометричні розміри пластин та каналів, які вони створюють:

- площа поверхні теплообміну однієї пластини $F_1 = 0,65$ м²;
- еквівалентний діаметр міжпластинчатого каналу $d_e = 0,0083$ м;
- площа поперечного перерізу одного каналу $f_1 = 0,00245$ м²;
- приведена довжина каналу $L_{\Pi} = 1,01$ м;
- діаметр умовного проходу кутового отвору $D_y = 200$ мм.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тепловий розрахунок

1) Потік теплоти, яка передається [12]:

$$Q = G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2'); \quad (4.34)$$

З цього рівняння можна розрахувати витрати мережної води і води, що нагрівається

2) Витрата мережної води(масова та об'ємна), що нагріває холодну воду, кг/с та м³/год відповідно [12]

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1' - t_1'')}; \quad (4.35)$$

$$G_1 = \frac{420 \cdot 10^3}{4209 \cdot (95 - 70)} = 4,98 \text{ кг/с};$$

$$V_1 = \frac{3600 \cdot G_1}{\rho_1}; \quad (4.33)$$

$$V_1 = \frac{3600 \cdot 4,98}{965,4} = 18,57 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Витрата води, що нагрівається, кг/с та м³/год

$$G_1 = \frac{420 \cdot 10^3}{4174 \cdot (55 - 5)} = 2,01 \text{ кг/с};$$

$$V_1 = \frac{3600 \cdot 2,01}{995,7} = 7,26 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3) Середній температурний напір, °C [12]:

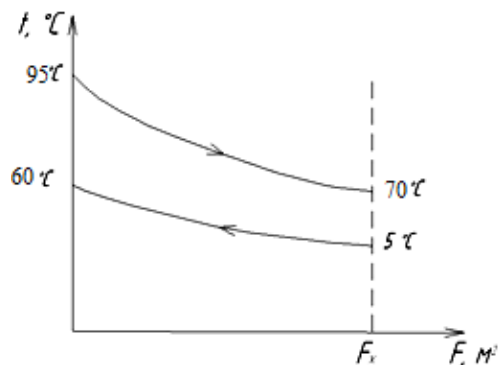


Рисунок 4.8 – Середній температурний напір водоводяного підігрівача сирої води

$$\Delta t_6 = 55 - 5 = 50^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}; \quad (4.36)$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{50-25}{\ln \frac{50}{25}} = 36,06 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

4) Швидкість мережної води в каналах теплообмінника, м/с [12]

$$W_1 = \frac{G_1}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}; \quad (4.37)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику з гріючої сторони [12]. Приймаю $z_1=8$ шт;
 f_1 – площа поперечного перерізу каналу, м² [12].

$$W_1 = \frac{4,98}{8 \cdot 0,00245 \cdot 965,4} = 0,26 \text{ м/с}.$$

5) Число Рейнольдса

$$Re_l = \frac{W_l \cdot d_e}{n_l}; \quad (4.38)$$

$$Re_1 = \frac{0,26 \cdot 0,0083}{0,325 \cdot 10^{-6}} = 6640.$$

6) Значення критеріїв Прандтля при $\bar{t}_1 = 82,5^{\circ}\text{C}$ [12]

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot V_1 \cdot \rho_1}{\lambda_1}; \quad (4.39)$$

$$Pr_1 = \frac{6640 \cdot 0,325 \cdot 10^{-6} \cdot 965,4}{0,68} = 3,063.$$

при $\bar{t}_{\text{ctl}} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 56,25^{\circ}\text{C}$, $Pr_{\text{ctl}} = 2,25$. [10]

7) Число Нуссельта [12]

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{ctl}}} \right)^{0,25}; \quad (4.40)$$

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 6640^{0,73} \cdot 3,063^{0,43} \cdot \left(\frac{3,063}{2,25} \right)^{0,25} = 145,56.$$

8) Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води до стінки, Вт/(м² · К) [12]

$$a_l = \frac{Nu_l \cdot l_l}{d_e}; \quad (4.41)$$

$$\alpha_1 = \frac{145,56 \cdot 0,68}{0,0083} = 2432 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

9) Швидкість руху холодної води в каналах теплообмінника за формулою (4.37),
 приймаючи $z_2 = z_1 = 8$ шт.

$$W_2 = \frac{2,01}{8 \cdot 0,00245 \cdot 995,7} = 0,1 \text{ м/с}.$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10) Число Рейнольдса [12]

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_e}{\nu_2}; \quad (4.42)$$

$$Re_2 = \frac{0,1 \cdot 0,0083}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1031.$$

11) Значення критеріїв Прандтля при $\bar{t}_2 = 30^\circ\text{C}$ [12]

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \nu_2 \cdot \rho_2}{\lambda_2}; \quad (4.43)$$

$$Pr_2 = \frac{4174 \cdot 0,805 \cdot 10^{-6} \cdot 995,7}{0,618} = 5,41.$$

при $\bar{t}_{ст2} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 56,25^\circ\text{C}$, $Pr_{ст2} = 2,25$. [10]

12) Число Нуссельта [12]

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25}; \quad (4.44)$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 1031^{0,73} \cdot 5,41^{0,43} \cdot \left(\frac{5,41}{2,25} \right)^{0,25} = 55,02.$$

13) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до сирої води, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [12]

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e}; \quad (4.45)$$

$$\alpha_2 = \frac{55,02 \cdot 0,618}{0,0083} = 4096,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

14) Термічний опір стінки пластини та забруднень на ній [12]

- термічний опір забруднень на стінці зі сторони гріючого потоку (мережева вода):

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,00045 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

- термічний опір стінки (зі сталі 12X1SH10T) при її товщині $\delta_{ст} = 1 \text{ мм}$:

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = 0,000063 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

- термічний опір забруднень на стінці зі сторони потоку, що нагрівається (сиря вода):

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

15) Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [3]

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (4.46)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2432} + 0,00045 + 0,000063 + 0,00023 + \frac{1}{4069,6}} = 715,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

16) Площа поверхні теплообміну апарата, м² [12]

$$F_a = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}; \quad (4.47)$$

$$F_a = \frac{420000}{715,15 \cdot 36,06} = 16,3 \text{ м}^2.$$

Приймаю, з урахуванням росту забруднень, площу поверхні теплообміну $F_a = 18 \text{ м}^2$.

Конструкторський розрахунок.

1) Площа поперечного перерізу пакета, м² [12]:

$$f_n = \frac{V}{3600 \cdot W}; \quad (4.48)$$

зі сторони ходу гріючого потоку (мережна вода), м²

$$f_{n1} = \frac{18,57}{3600 \cdot 0,26} = 0,019 \text{ м}^2;$$

зі сторони ходу потоку, що нагрівається (сира вода), м²

$$f_{n2} = \frac{7,26}{3600 \cdot 0,1} = 0,02 \text{ м}^2.$$

2) Кількість каналів в одному пакеті, шт [12]

$$m = \frac{f_n}{f_1}; \quad (4.49)$$

- для гріючого потоку (мережева вода)

$$m_1 = \frac{0,019}{0,00245} = 7,75;$$

Приймаю $m_1 = 8$ шт.

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

$$m_2 = \frac{0,02}{0,00245} = 8,01.$$

Приймаю $m_2 = 8$ шт.

3) Число пластин в одному пакеті [12]

- для гріючого потоку (мережна вода)

$$n_1 = 2 \cdot m_1 = 2 \cdot 8 = 16 \text{ шт};$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

$$n_2 = 2 \cdot m_2 = 2 \cdot 8 = 16 \text{ шт};$$

4) Поверхня теплообміну одного пакета [12]

- для гріючого потоку (мережна вода)

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1 = 0,65 \cdot 16 = 10,4 \text{ м}^2;$$

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

$$F_{n2} = F_1 \cdot n_2 = 0,65 \cdot 16 = 10,4 \text{ м}^2.$$

5) Кількість пакетів в апараті [12]

$$X = \frac{F_a}{F_n}; \quad (4.50)$$

- для гріючого потоку (мережна вода)

$$X_1 = \frac{18}{10,4} = 1,73;$$

Приймаю $X_1 = 2$.

- для потоку, що нагрівається (сира вода)

$$X_2 = \frac{18}{10,4} = 1,73;$$

Приймаю $X_2 = 2$.

6) Число пластин в апараті , шт [12]

$$n_a = \frac{F_a + 2 \cdot F_n}{f_n}; \quad (4.51)$$

$$n_a = \frac{18 + 2 \cdot 0,65}{0,65} = 30 \text{ шт.}$$

7) Фактична площа поперечного перерізу пакетів, м^2 [12]

$$f_n = f_1 \cdot m; \quad (4.52)$$

$$f_{n1} = 0,00245 \cdot 8 = 0,0196 \text{ м}^2;$$

$$f_{n2} = 0,00245 \cdot 8 = 0,0196 \text{ м}^2;$$

8) Фактична швидкість мережної води та сирої води в каналах теплообмінника [12]

$$W_1 = \frac{18,57}{3600 \cdot 0,0196} = 0,284 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \frac{7,26}{3600 \cdot 0,0196} = 0,12 \text{ м/с}.$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевіримо величину вибраної поверхні площі поверхні теплообміну при фактичних швидкостях робочих середовищ [12]

Число Рейнольдса за формулою [12]

$$Re_1 = \frac{0,284 \cdot 0,0083}{0,325 \cdot 10^{-6}} = 7252,9;$$

$$Re_2 = \frac{0,12 \cdot 0,0083}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1237,26.$$

Число Нуссельта за формулою [12]

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 7252,9^{0,73} \cdot 3,063^{0,43} \cdot \left(\frac{3,063}{2,25}\right)^{0,25} = 155,25;$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 1272,26^{0,73} \cdot 5,41^{0,43} \cdot \left(\frac{5,41}{2,25}\right)^{0,25} = 61,15.$$

Коефіцієнт тепловіддачі за формулою [12]

$$\alpha_1 = \frac{155,25 \cdot 0,68}{0,0083} = 2996 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_2 = \frac{61,15 \cdot 0,618}{0,0083} = 4553 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі за формулою [3]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2996} + 0,00045 + 0,000063 + 0,00023 + \frac{1}{4553}} = 771,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Площа поверхні теплообміну апарата

$$F_a = \frac{420000}{771,35 \cdot 36,06} = 15,09 \text{ м}^2.$$

Вибрана площа поверхні теплообміну $F_a = 20 \text{ м}^2$ та схема компоновки достатні для заданих умов.

Гідромеханічний розрахунок

1) Фактична швидкість руху мережевої та сирової води в каналах теплообмінника [12]

$$W_1 = 0,284 \text{ м/с}; \quad W_2 = 0,12 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_1 = 7252; \quad Re_2 = 1237.$$

2) Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці довжини каналу [12]

$$\zeta = \frac{15}{Re^{0,25}}; \quad (4.53)$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\zeta_1 = \frac{15}{7252^{0,25}} = 1,62;$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{1237^{0,25}} = 2,52.$$

3) Гідравлічний опір пакетів пластин [12]

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{L_n}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot X \cdot 10^{-3}; \quad (4.54)$$

$$\Delta P_1 = 1,62 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot 965,4 \cdot \frac{0,284^2}{2} \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 51,35 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_2 = 2,52 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot 995,7 \cdot \frac{0,12^2}{2} \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 24,39 \text{ кПа}.$$

4) Перевіримо швидкість руху теплоносія в штуцерах [12]

$$W_{шт} = \frac{4 \cdot V}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}; \quad (4.55)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера [12]

$$W_{шт1} = \frac{4 \cdot 18,57}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,16 \text{ м/с};$$

$$W_{шт2} = \frac{4 \cdot 7,26}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,064 \text{ м/с}.$$

Так як швидкості теплоносіїв у штуцерах менше граничних ($W_{шт1} = 0,09 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с}$) та ($W_{шт2} = 0,05 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с}$), то місцевий опір штуцерів врахований при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 і ζ_2 [12].

Отже, в результаті розрахунку були обрані два теплообмінники фірми «ТЕРМОПРОМ» з умовним позначенням СТА-11-0,11-1,75-1,6-1-420,0.

Теплообмінник представлений на рисунку 4.9.

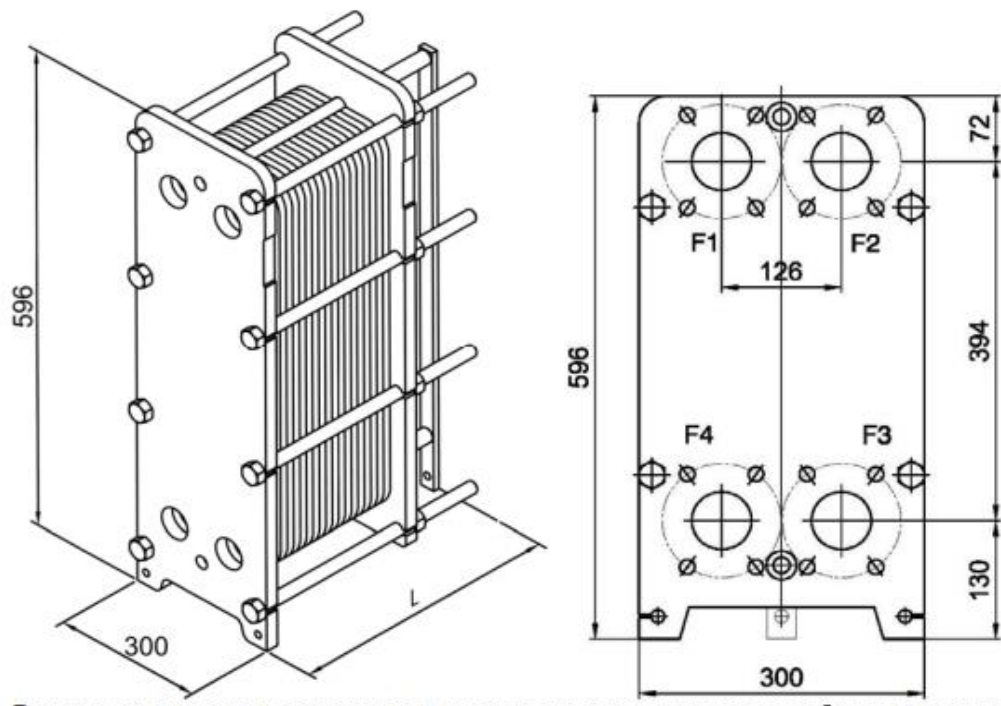


Рисунок 4.9 – Теплообмінник

4.4 Висновки за розділом 4

У розділі 4 було обране обладнання для котельні, а саме: два котли GREENOx.e. 70, насоси фірми «Wilo» для мережної води, рециркуляції котлового контуру, підживлювальної води та циркуляційні насоси контуру гарячого водопостачання. Також були обрані два пластинчаті теплообмінники фірми «TERMOPROM».

5 ВИЗНАЧЕННЯ ВИСОТИ ДИМОВОЇ ТРУБИ КОТЕЛЬНОЇ

Призначення димової труби котельної полягає в створенні природної тяги, відведення й ефективного розсіювання в атмосферу газоподібних продуктів згорання палива до меж, які допускаються санітарними нормами. Розрахунок розсіювання в атмосферу шкідливих речовин виконується для найбільш несприятливих метеорологічних умов, які залежать від швидкості вітру і температури зовнішнього повітря [13].

Висота димової труби залежить від опору газового тракту котла, від виходу газів з котла і опору самої димової труби з врахуванням її самотяги. Всі три котли мають одну загальну димову трубу [13].

Висота димової труби повинна забезпечити подолання опору газового тракту після котла і самої димової труби [13].

5.1 Мінімальна висота димової труби

Висоту димової труби визначаю з урахуванням розсіювання шкідливих речовин в атмосфері [13].

5.1.1 Максимальна приземна концентрація шкідливих речовин, мг/м³ [13]

$$c = \frac{A \cdot m \cdot n \cdot M \cdot F}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_{0,2} \cdot \Delta t}}, \quad (5.1)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від температурної стратифікації (шаруватої будови) атмосфери (для України $A=160$) [13];

m і n – коефіцієнти, якими враховують умови виходу димових газів з устя труби, приймаю $m=1$ і $n=1$ [13];

M – сумарна кількість шкідливих речовин, які викидаються в атмосферу, приймаю

$M = M_{NO_2}$, с/с;

F – коефіцієнт, яким ураховують швидкість осідання шкідливих речовин в атмосферному повітрі (для газоподібних домішок $F=1$) [13];

H – висота димової труби, м [13];

$V_{0,2}$ – об'ємна витрата димових газів, які викидаються, м³/с [13];

Δt – різниця між температурою шкідливих речовин, що викидаються, й середньою температурою найгарячішого місяця опівдні °С [13];

5.1.2 Визначення мінімальної висоти димової труби [13]

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot m \cdot n}{c_{ГДК}} \cdot \sqrt[3]{\frac{z}{V_{0,2} \cdot \Delta t}}}, \quad (5.2)$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $c_{ГДК}$ - гранично допустима концентрація шкідливої речовини;

z - кількість димових труб котельної, $z = 1$;

Обчислюю сумарну кількість шкідливих речовин, які викидаються в атмосферу [13]

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot B_z \cdot Q_n^p \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot k \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (5.3)$$

де β_1 – коефіцієнт, яким ураховують кількість спалюваного палива і спосіб шлакозоловидалення, приймаю для природного газу β_1 [13];

β_2 – коефіцієнт, яким враховують конструкцію пальників, приймаю $\beta_2=2$ [13];

k – коефіцієнт, який характеризує вихід оксидів азоту на 1000 кг спаленого умовного палива ;

q_4 – втрати теплоти від механічного недопалювання, приймаю $q_4=0$ [13];

$$k = \frac{2,5 \cdot Q}{20 + Q_{ном}} \quad (5.4)$$

де Q і $Q_{ном}$ – фактична і номінальна теплопродуктивність котлів, відповідно, МВт

$$k = \frac{2,5 \cdot 1,631}{20 + 1,940} = 0,18.$$

Викиди оксидів азоту в атмосферу

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot 0,012 \cdot 34,2 \cdot 0,87 \cdot 1 \cdot 0,18 = 0,021 \text{ г/с}.$$

Об'ємну витрату димових газів визначаю за формулою [13]:

$$V_{d.e.} = V_z \cdot B_z \cdot \frac{273,15 + t'_{d.e.}}{273,15} \quad (5.5)$$

де V_z – дійсний об'єм продуктів згорання, $V_z = 14,45 \text{ м}^3/\text{нм}^3$;

B_z - розрахункова витрата палива, $B_z = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}$ (з розрахунку вибору обладнання котельні);

Розрахунок дійсного об'єму димових газів , $\text{м}^3/\text{м}^3$ [13]

$$V_z = V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o + V_{H_2O} + (\alpha_{відх} - 1)V_{п}^o,$$

де $V_{RO_2}^o$, $V_{N_2}^o$ - теоретичні об'єми трьохатомних газів, азоту відповідно, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

V_{H_2O} - дійсний об'єм водяної пари в димових газах, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$V_{п}^o$ - теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 м^3 газу, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\alpha_{відх}$ – коефіцієнт надлишку повітря.

Дійсний об'єм водяної пари в димових газах, $\text{м}^3/\text{м}^3$ [13]

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + [1,6\alpha_{відх}(d_{п} - 0,01) + 0,0161(\alpha_{відх} - 1)]V_{п}^o.$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $V_{H_2O}^o$ - теоретичний об'єм водяної пари в димових газах, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$d_{\text{п}}$ – вологовміст повітря, $\text{кг}/\text{кг}$ с.п.

Беру коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{\text{відх}} = 1,25$, вологовміст повітря $d_{\text{п}} = 0,01$ $\text{кг}/\text{кг}$ с.п, а для газопровода Середня Азія – Центр величини:

$$V_{RO_2}^o = 1,07 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_{N_2}^o = 7,84 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_{H_2O}^o = 2,21 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

тоді дійсний об'єм водяної пари в димових газах:

$$V_{H_2O} = 2,21 + [1,6 \cdot 1,25(0,01 - 0,01) + 0,0161(1,25 - 1)]13,328 = 2,263 \text{ м}^3 / \text{нм}^3$$

Дійсний об'єм димових газів:

$$V_{\text{г}} = 1,07 + 7,84 + 2,21 + (1,25 - 1)13,328 = 14,45 \text{ м}^3/\text{нм}^3$$

Об'ємна витрата димових газів в перерахунку на робочі умови

$$V_{\text{д.з.}} = 14,45 \cdot 0,01 \cdot \frac{273,15 + 70}{273,15} = 0,18 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мінімальна висота димової труби за формулою (7.2)

$$H = \sqrt{\frac{160 \cdot 0,021 \cdot 1 \cdot 1}{0,085}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{0,14 \cdot (75 - 25)}} = 26,7 \text{ м}.$$

Приймаємо висоту димової труби 30 м, так як котельня знаходиться в радіусі п'ятидесятиметрової житлової зони.

5.1.3 Діаметр вихідного перетину димової труби, м [13]

$$d_o = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{д.з.}}}{\omega_z}}, \quad (5.6)$$

де ω_z – швидкість димових газів, приймаю $\omega_z = 12$ $\text{м}/\text{с}$.

$$d_o = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,18}{12}} = 0,13 \text{ м}.$$

Приймаю за стандартом $d_o = 0,20$ м.

Максимальну приземну концентрацію шкідливих речовин визначаю за формулою (5.1)

$$c = \frac{160 \times 1 \times 1 \times 0,021 \times 1}{30^2 \times \sqrt[3]{0,18 \times (75 - 25)}} = 0,0017 \text{ мг}/\text{м}^3.$$

Оскільки $C = 0,030 \text{ мг}/\text{м}^3 < C_{\text{ПДК}} = 0,085 \text{ мг}/\text{м}^3$, то висота димової труби вибрана правильно.

5.2 Висновки за розділом 5

У розділі 5 була розрахована висота димової труби котельні, що склала 30м, для запобігання розповсюдження шкідливих викидів у навколишній зоні житлових будівель.

Також було пораховано викиди оксидів азоту до атмосфери, що склали 0,021 г/с, та дійсний об'єм димових газів, що склав 14,45 м³/нм³.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

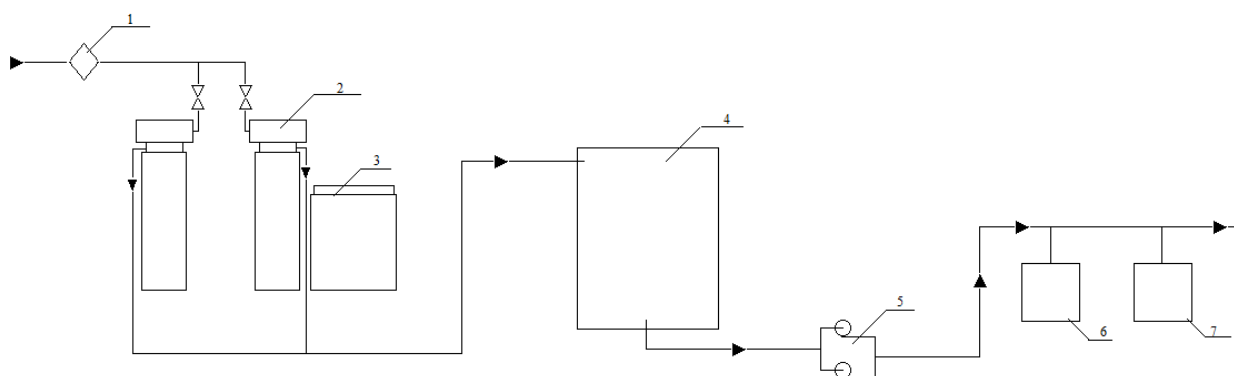
6 ВОДОПІДГОТОВКА КОТЕЛЬНІ

6.1 Загальні положення

Водопідготовка для котелень - це обов'язкова операція для нормальної роботи їх теплового обладнання. Робочі поверхні котлів схильні до утворення накипу і вапняних відкладень. Якщо підготовлена вода не буде відповідати вимогам щодо якості, ефективність нагріву знизиться. Отже, впаде ККД всього комплексу нагріву. Грамотна водопідготовка для котельної установки виступає гарантією безпроблемної роботи котельного обладнання, що забезпечує споживачів теплом в потрібному обсязі [14].

Наявність солів, газів та інших органічних речовин у воді негативно сприяє на поверхні які безпосередньо контактують із водою, спричиняючи корозію, накип та шлам [14].

Для уникнення подібних речей, в котельні встановлюють системи хімводопідготовки сирі води. В процесі хімводопідготовки сира вода очищується від шкідливих небажаних компонентів, які зазначені вище [14].



- 1 – механічний фільтр; 2 – установка пом'якшення безперервної дії (Na-катіонування);
3 – резервуар для солі; 4 – бак для хімочищеної води; 5 – насоси підживлення мережі;
6 – установка хім. деаерації; 7 – установка хімічної корекції pH і CO₂.

Рисунок 6.1 – Схема хімічної водопідготовки

6.2 Вибір схеми водопідготовки. Опис роботи

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

У котельній у якості установки пом'якшення встановлена двоступенева Na-катіонітна установка [14].

Сира вода подається на установку пом'якшення, проходячи перед цим механічний фільтр із ручною промивкою. У установці вода пом'якшується до 0,1 мг екв/кг (зменшується концентрація катіонів кальцію та магнію). У фільтрах відбувається процес переходження Ca^{2+} і Mg^{2+} до катіоніту, а до води від фільтру надходять катіони натрія Na^+ .

Робоча здатність фільтру може падати із плином часу, тому її відновлюють регенерацією, а саме розпушуванням, регенерацією та відмиванням [14].

На випадок непередбачених обставин у котельні є додаткові(резервні) фільтри, які можна підключити у випадку відключення робочих [14].

6.2.1 Якість сирової води

Якість підживлюваної води для теплових мереж із закритою системою теплопостачання при установці сталевих водогрійних котлів повинна відповідати наступним вимогам [14]:

- жорсткість карбонату.....не більше 0,9 мг-екв/л;
- речовин в підвишеному стані.....не більше 6 мг/л;
- вміст кисню.....не більше 0,06 мг/л;
- концентрація водневих іонів..... 6,7 – 9,8;
- вільна вуглекислота.....відсутня.

Вода поступає до котельні через міський водопровід.

6.2.2 Продуктивність водопідготовки

З розрахунку теплової схеми відома витрата пом'якшеної води, що підживлює мережу

$$G_{\Pi} = G_{\text{вит}} = 0,16 \text{ кг/с} = 0,57 \text{ т/год};$$

Приймаємо загальну продуктивність водопідготовчої установки 0,57 т/год.

6.3 Вибір обладнання водопідготовки

6.3.1 Розрахунок Na-катіонітових фільтрів [14]

6.3.1.1 Вихідні дані

Продуктивність	0,57 т/год;
Загальна жорсткість	0,14 мг-екв/л;
Залишкова жорсткість	0,027 мг-екв/л;
Максимальна швидкість фільтрації	30 м/год.

До водопідготовчої установки за [14] приймаю робочий Na-катіонітовий фільтр марки Ecosoft моделі FU-844 TWIN з площею фільтрації $f_{\Pi} = 0,12 \text{ м}^2$, діаметром $D_{\Pi} = 211 \text{ мм}$.

6.3.1.2 Швидкість фільтрації, м/год [14]

$$\omega_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{f_{\Pi} \cdot n_{\Pi}}, \quad (6.1)$$

$$\omega_{\Pi} = \frac{0,57}{0,12 \cdot 1} = 4,3 \text{ м/год}$$

6.3.1.3 Кількість регенерацій, рег/добу [14]

$$m_{\Pi} = \frac{24 \cdot \mathcal{J}_o \cdot G_{\Pi}}{f_{\Pi} \cdot h_{\text{сл}} \cdot E_{\Pi} \cdot n_{\Pi}}, \quad (6.2)$$

де E_{Π} – робоча обмінна ємкість катіоніту,

$E_{\Pi} = 240 \text{ г-екв/м}^3$ за [14];

\mathcal{J}_o – загальна жорсткість води, що поступає у фільтр,

$\mathcal{J}_o = 0,13 \text{ мг-екв/л}$.

$$m_{\Pi} = \frac{24 \cdot 0,13 \cdot 0,57}{0,12 \cdot 0,125 \cdot 240 \cdot 1} = 0,049 \text{ рег/добу}.$$

6.3.1.4 Витрата 100% повареної солі на одну регенерацію, кг/рег [14]

$$B_c = \frac{E_{\Pi} \cdot f_{\Pi} \cdot h_{\text{сл}} \cdot b_c}{1000}, \quad (6.3)$$

де b_c – питома витрата реагенту, $b_c = 330 \text{ г/г-екв}$ за [14];

$$B_c = \frac{240 \cdot 0,12 \cdot 0,125 \cdot 330}{1000} = 1,188 \text{ кг/рег}.$$

6.3.1.5 Добова витрата солі, кг/добу [14]

$$B_c^{\text{доб}} = \frac{B_c \cdot m_{\Pi} \cdot n_{\Pi} \cdot 100}{92,8}, \quad (6.4)$$

де 92,8 – вміст NaCl в технічній солі %.

$$B_c^{\text{доб}} = \frac{1,188 \cdot 0,049 \cdot 0,1 \cdot 100}{92,8} = 0,009 \text{ кг/добу}$$

6.3.1.6 Витрата регенераційного розчину повареної солі, м³/рег [14]

$$B_c^{26} = \frac{B_c \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26} \quad (6.5)$$

де 1,3 – густина 28 % розчину солі, т/м³;

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

28 % – процентний вміст солі в розчині.

$$B_c^{26} = \frac{1,188 \cdot 100}{1000 \cdot 1,3 \cdot 28} = 0,0033 \text{ м}^3/\text{рег}.$$

6.3.1.7 Витрата води на взрихлюючу промивку, м³/рег [14]

$$q_{\text{взр}} = \frac{i \cdot f_{\text{II}} \cdot 60 \cdot t_{\text{взр}}}{1000}, \quad (6.6)$$

де i – інтенсивність взрихлюючої промивки, $i = 2,8 \text{ л}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ за [14];

$t_{\text{взр}}$ – тривалість взрихлюючої промивки, $t_{\text{взр}} = 25 \text{ хв.}$

$$q_{\text{взр}} = \frac{2,8 \cdot 0,12 \cdot 60 \cdot 25}{1000} = 0,504 \text{ м}^3/\text{рег}.$$

6.3.1.8 Витрата води на приготування регенераційного розчину, м³/рег [14]

$$q_p = \frac{B_c \cdot 100}{1000 \cdot \rho_p \cdot b}, \quad (6.7)$$

де b – концентрація регенераційного розчину, $b = 11 \%$;

ρ_p – густина регенераційного розчину при 20 °С, $\rho_p = 1,063 \text{ т}/\text{м}^3$.

$$q_p = \frac{1,188 \cdot 100}{1000 \cdot 1,063 \cdot 11} = 0,011 \text{ м}^3/\text{рег}.$$

6.3.1.9 Витрата води на відмивання від продуктів регенерації, м³/рег [14]

$$q_{\text{від}} = q_{\text{кат}} \cdot f_{\text{II}} \cdot h_{\text{сл}}, \quad (6.8)$$

де $q_{\text{кат}}$ – питома витрата води на відмивання катіоніту, $q_{\text{кат}} = 8 \text{ м}^3/\text{м}^3$ за [14];

$$q_{\text{від}} = 8 \cdot 0,12 \cdot 1 = 0,96 \text{ м}^3/\text{рег}.$$

6.3.1.10 Витрата води на одну регенерацію, м³/рег [14]

$$q_v = q_{\text{взр}} + q_p + q_{\text{від}}, \quad (6.9)$$

$$q_v = 0,504 + 0,011 + 0,96 = 1,475 \text{ м}^3/\text{рег}.$$

6.3.1.11 Добова витрата води на регенерацію, м³/добу [14]

$$q_v^{\text{доб}} = q_v \cdot m_{\text{II}} \cdot n_{\text{II}}, \quad (6.10)$$

$$q_v^{\text{доб}} = 1,475 \cdot 0,049 \cdot 1 = 0,072 \text{ м}^3/\text{добу};$$

6.3.1.12 Витрата води на власні потреби за годину, м³/год [14]

$$q_v^{\text{сер}} = \frac{q_v^{\text{доб}}}{24}, \quad (6.11)$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_{\text{в}}^{\text{сеп}} = \frac{0,072}{24} = 0,003 \text{ м}^3/\text{Год} .$$

6.3.5 Вибір допоміжного обладнання

6.3.5.1 Склад реагентів

Зберігання повареної солі передбачає об'єм необхідний для забезпечення 31 доби, при доставці її автомобільними шляхами [14].

об'єм резервуарів, м³ [14]

$$V = \frac{1,5 \cdot B_c \cdot (b + \rho)}{1000}, \quad (6.12)$$

де b – необхідний запас на 31 день;

ρ – залишок солі на 10 діб.

$$V = \frac{1,5 \cdot 1,188 \cdot (31 + 10)}{1000} = 0,07 \text{ м}^3 .$$

На території котельної є склад мокрого зберігання солі, що складається з одного контейнеру об'ємом 0,2 м³, що забезпечить зберігання необхідного запасу.

6.3.6 Деаераційна установка

Видалення газів та домішок із води також є важливою частиною підготовки води, тому встановлена станція дозування фірми Caleffi, для хімічної деаерації [14].

6.4 Висновки за розділом 6

У розділі 6 були поідрховані та обрані елементи системи водопідготовки, а саме натрій-катіонний фільтр Ecosoft моделі FU-844 TWIN та деаераційна станція дозування фірми Caleffi.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЯ КОТЕЛЬНІ

7.1 Вихідні дані

За вихідні дані взяті розрахункові параметри зовнішнього повітря для м. Луцьк за даними ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія» [1]:

найхолодніша п'ятиденка забезпеченістю 0,92: -20°C ;

тривалість опалювального періоду: 180 діб;

середня температура опалювального періоду: $+0,3^{\circ}\text{C}$.

7.1.1 Характеристика будівлі котельні

Котельня, де розміщені котли та допоміжне обладнання, являє собою одноповерхову окремо розташовану будівлю, прямокутну в плані, без підвалу з розмірами в осях 18х9 м. Висота приміщення до низу ферм перекриття 4,2 м.

Конструктивна схема будівлі представлена у вигляді збірної залізобетонної каркасу:

- стіни частково з силікатної цегли на цементно-піщаному розчині;
- стіни з залізобетонних плит;
- ферми залізобетонні;
- балки покриття залізобетонні;
- перекриття – збірні залізобетонні ребристі плити;
- покрівля – руберойд у два шари;
- сходи металеві.

Просторова жорсткість і незмінність будівлі забезпечується залізобетонними фермами та балками покриття, ребристими залізобетонними плитами покрівлі та цегляними стінами.

7.2 Теплові надходження

Розрахункові температури зовнішнього повітря: взимку -20°C .

Температура внутрішнього повітря в котельному залі для холодного періоду прийнята $+12^{\circ}\text{C}$ – котельний зал, $+20^{\circ}\text{C}$ – операторська та побутові приміщення (присутні постійні робочі місця) [15].

Теплові надходження в холодний період в приміщення котельні [15]:

А) від зовнішньої ізоляції котла, кВт [15]

$$Q_{\text{котл}}^{\text{вод}} = Q \cdot q_5, \quad (7.1)$$

де Q – потужність котла (за паспортом $Q=0,7$ МВт);

q_5 – втрати тепла котла в навколишнє середовище з випромінюванням (за паспортом $q_5=0,5\%$) [15].

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У котельні встановлені два котли GREENOx.e. 70. Тоді згідно з формулою (7.1) сумарні втрати складуть

$$Q_{\text{котл.}}^{\text{вод}} = 2 \cdot 700 \cdot 0,5 = 7 \text{ кВт.}$$

Б) від технологічного устаткування та трубопроводів , кВт [15]

$$Q_{\text{об}} = \alpha \cdot (t_{\text{із}} - t_{\text{пр}}) \cdot F , \quad (7.2)$$

де F – сумарна площа поверхонь ізоляції обладнання та трубопроводів (приймаю 150 м²);

t_{пр} – температура в приміщенні котельні °С (12°С);

t_{із} – середня температура на поверхні ізоляції °С (35°С);

α – коефіцієнт тепловіддачі при природній конвекції (8,5 Вт/(м²*К)).

$$Q_{\text{об}} = 8,5 \cdot (35 - 12) \cdot 150 = 29,3 \text{ кВт}$$

В) від роботи електродвигунів, кВт за [15]

$$Q_{\text{ел.дв.}} = N \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{1 - \eta}{\eta} , \quad (7.3)$$

де N – номінальна потужність електродвигунів, кВт;

K₁ – коефіцієнт завантаження (K₁= 0,7);

K₂ – коефіцієнт сумісності роботи обладнання (K₂=1);

η – ККД електродвигунів.

$$Q_{\text{ел.дв.}} = 3,5 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot \frac{1 - 0,71}{0,71} = 1 \text{ кВт}$$

Г) від роботи теплообмінників [15]

$$Q_{\text{ел.дв.}} = 0,005 \cdot Q_{\text{то}} , \quad (7.4)$$

де Q_{то} - потужність теплообмінників, кВт.

$$Q_{\text{ел.дв.}} = 0,005 \cdot 2 \cdot 420 = 4,2 \text{ кВт}$$

Сумарні теплові надходження від роботи котельні до котельної зали складають – 41,5 кВт.

7.3 Вентиляція

Існуюча система вентиляції котельні запроектована для умов асиміляції теплонадходжень від працюючого обладнання та забезпечення однократного повітрообміну за годину [15].

Вентиляція котельного залу запроектована припливно-витяжна з природним спонуканням за вихідними даними [15].

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок витрати повітря на горіння палива в котлах м³/год [15]:

$$G_{\text{пов}}^{\text{гор}} = \alpha \cdot B \cdot V^0, \quad (7.4)$$

де В – витрата палива, м³/год;

V⁰ – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 м³ газу;

α – коефіцієнт надлишку повітря.

Розрахунок витрати газу на нове газоспоживаюче обладнання, м³/год [15]:

$$B = \frac{Q_k}{0,001163 \cdot Q_H^p \cdot \eta}, \quad (7.5)$$

де В_н - витрата газу при нормальних умовах, м³/год;

Q_к- теплопродуктивність котла, кВт;

Q_н^p- нижча теплота спалювання газу (Q_н^p = 8162 ккал/м³);

η - ККД котла (η = 93%, по паспорту котла).

$$G_{\text{пов}}^{\text{гор}} = \frac{700 \cdot 10^3}{0,001163 \cdot 8162 \cdot 0,93} = 79,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

Розрахунок витрати повітря на забезпечення однократного повітрообміну в залі, де розташовуються котлоагрегати [15]:

$$G_{\text{пов}}^{\text{об}} = V \cdot K, \quad (7.6)$$

де V – об'єм котельного залу не зайнятий обладнанням та трубопроводами;

K – кратність повітрообміну (K=1).

$$V = V_{\text{кот}} \cdot V_{\text{об.}}, \quad (7.7)$$

де V_{кот} – об'єм котельного залу (по техпаспорту V_{кот}=680,4 м³);

V_{об.} – сумарний об'єм обладнання, трубопроводів та арматури (V_{об.}=248 м³).

$$G_{\text{пов}}^{\text{об}} = (680,4 - 248) \cdot 1 = 432,4 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Вентиляція котельні виконана в об'ємі:

необхідному для забезпечення горіння палива в котлах 79,3 м³/год;

однократного повітрообміну в приміщенні котельного залу 432,4 м³/год, що відповідає вимогам ДБН В.2.5-77:2014 «Котельні», п.18.9, оскільки котельний зал має такі характеристики:

висота залу – 4,2 м;

площа залу – 162 м²;

об'єм залу – 680,4 м³.

Проектом передбачається подача необхідної кількості зовнішнього повітря до зали 3735,8 м³/год через решітки розмірами 400х900(н)мм – 2 шт. Встановлення решіток виконується у віконних рамах будівлі.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Видалення повітря з котельні здійснюється через котлоагрегат в об'ємі, необхідному для спалювання палива, та з витяжкою повітря з верхньої зони котельні через існуючий світлоаераційний ліхтар [15].

7.4 Опалення

Опалення котельного залу передбачено за рахунок теплонадлишків від технологічного обладнання та системи опалення котельні [15].

Теплові втрати через огороджуючі конструкції в котельний зал розраховані за нормативною методикою наведеною в [2] і складають – 57,44 кВт.

Кількість тепла на підігрів повітря, що поступає в котельний цех [15]:

$$Q_n = c_n \cdot \rho_n \cdot G_n \cdot (t_{вн} - t_n), \quad (7.8)$$

де c_n – питома теплоємність повітря ($c_n=1005$ Дж/кг·К);

ρ_n – густина повітря ($\rho_n=1,227$ кг/м³);

G_n – витрата повітря, м³/год.

$$Q_n = 1,005 \cdot 1,227 \cdot 3735,8 \cdot \left(\frac{1,227}{3600} \right) \cdot (12 - (-20)) = 50,24 \text{ кВт.}$$

Сумарні теплові надходження в котельню менші за теплові втрати огорожувальних конструкцій та підігрів припливного повітря.

Тому проектом встановлюється система повітряного опалення приміщення до температури +12 °С. Необхідна продуктивність проектної системи опалення котельного залу становить [15]:

$$Q_{оп}=Q_n+Q_{втр}-Q_{над}; \quad (7.9)$$

$$Q_{оп}=57,44+50,24-41,5=66,2 \text{ кВт.}$$

Тому проектом застосовується система повітряного опалення приміщення до температури +12°С. Необхідна продуктивність проектної системи опалення котельного залу 67,5 кВт.

Для опалення котельної зали встановлено 3 опалювальних агрегатів Reventon HC 20 номінальною потужністю 22,5 кВт.

Опалення побутових приміщень забезпечується існуючою радіаторною системою опалення.

7.5 Висновки за розділом 7

У розділі 7 були розраховані існуюча системи вентиляції та опалення котельні. Встановлена вентиляція задовільняє необхідні умови (подача необхідної кількості зовнішнього повітря до зали 3735,8 м³/год через дві решітки розмірами 400x900(h)мм)

Опалення здійснюється за рахунок теплонадлишків що відходять від котлів та від трьох додатково встановлених агрегатів фірми Reventon номінальною потужністю 22,5 кВт.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

Котельню побудовано для забезпечення житлових будинків гарячою водою та підготовкою води потрібної температури. Потужність котельні по гарячому водопостачанню – 328 кВт. Розрахунковий графік у теплових мережах 95/70 °С, у системі гарячого водопостачання 55°С.

Всі проектні рішення ухвалено з дотриманням сучасних вимог охорони праці.

При монтажі та експлуатації цього обладнання мають місце потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори, які за певних умов можуть призвести до негативних наслідків для персоналу котельні. З метою зниження їх негативного впливу на виробництві котельні в цьому розділі запропоновано комплекс заходів з безпеки експлуатації робочих приміщень та технологічного обладнання, а також запропоновано заходи з виробничої санітарії та пожежної профілактики.

8.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці.

8.1.1 Повітря робочої зони

Оптимальний мікроклімат в приміщенні забезпечується підтримкою теплової рівноваги між організмом і навколишнім середовищем, підтримкою на заданому рівні нормованих параметрів, що визначають мікроклімат – температура ($t, ^\circ\text{C}$), відносна вологість повітря ($W, \%$), швидкість його переміщення (м/с)

Таблиця 8.1 - Параметри мікроклімату виробничого приміщення

Період року	Категорія робіт	Температура, °С					Віднос на вологість %		Швидкіс ть руху, м/с	
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях постійних і тимчасових	Оптимальна, не більш ніж	допустима на робочих місцях постійних і тимчасових
			Верхня межа		Нижня межа					
			На робочих місцях							
			Пост ійни х	Непост ійних	Пості йних	Непост ійних				
Холодн ий	Легка Іб	17-19	21	23	15	13	40 - 60	70	0,2	До 0,4
Теплий		20-22	27	29	15	15	40 - 60	75	0,3	0,2-0,5

Для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату, згідно [16], проектом передбачено:

- теплообмінне обладнання оснащується місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.;

- припливна вентиляція з механічним спонуканням і подачею повітря у верхню зону;
- витяжна місцева вентиляція, для видалення повітря з теплових пунктів.

Вентиляція і опалення приміщення забезпечують видалення надлишків вологості та пилу.

Для вимірювання параметрів мікроклімату використовуються ртутні та спиртові термометри (для вимірювання температури), психрометри (для визначення відносної вологості повітря), анемометри й кататермометри (для встановлення швидкості руху повітря).

8.1.2 Виробниче освітлення

В робочих приміщеннях застосовують загальне штучне та природне освітлення згідно [16].

Розміри приміщення: довжина 6 м, ширина 6 м, висота 3,5 м, тобто вихідні дані для розрахунку: $A=6$ м; $B=6$ м; $H_n=3,5$ м.

Визначаємо площу приміщення: $S=A \cdot B=6 \cdot 6=36$ м².

Схему розміщення світильників у приміщенні наведено на Рис. 8.1.

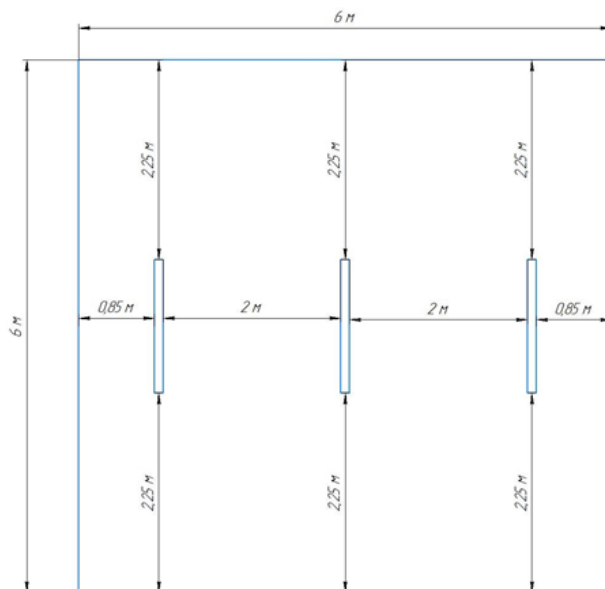


Рис. 8.1 – Схема розміщення світильників

Обчислимо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$H_p = H_n - h_{p.n}, \quad (8.1)$$

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $h_{p.n}$ – висота робочої поверхні ($h_{p.n}=0,8$ м);

$$H_p = 3,5 - 0,8 = 2,7 \text{ м}.$$

Для досягнення рівномірної освітленості необхідно, щоб відношення відстаней між центрами світильників до висоти їх підвісу над робочою поверхнею дорівнювала конкретному числу, характерному для типу вибраного світильника.

У приміщеннях встановлюються люмінесцентні лампи низького тиску ЛБ80, відношення $L_k/H_p=2$.

Визначимо L_k - відношення між центрами світильників:

$$L_k = H_p \cdot 2; \quad (8.2)$$

$$L_k = 2,7 \cdot 2 = 5,4 \text{ м}$$

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку необхідно обчислити індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{(A + B) \cdot H_p}; \quad (8.3)$$

$$i = \frac{6 \cdot 6}{(6 + 6) \cdot 2,7} = 1,1$$

Отримане значення i округляємо до найближчого табличного i , прийнявши значення коефіцієнтів відбиття стелі, стін та підлоги «стандартного» приміщення як $\rho_{ст}=50\%$, $\rho_{с}=30\%$ та $\rho_{під}=10\%$ відповідно, отримуємо по таблиці коефіцієнтів використання світлового потоку значення $\eta=23\%$ для світильника.

Розрахунок світлового потоку світильника методом коефіцієнта використання виконується за формулою:

$$\Phi_c = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 36 \cdot 1,3 \cdot 1,15 \cdot 100}{2 \cdot 23} = 11700 \quad (8.4)$$

де Φ_c - необхідний світловий потік ламп в кожному світильнику, Лм;

E_n – нормована освітленість ($E = 100 \text{ лк}$);

k – коефіцієнт запасу ($k = 1,3$);

S – площа, що освітлюється, м^2 ;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, величина якого знаходиться в межах від 1,1 до

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1,5 (при оптимальних відношеннях відстані між світильниками до розрахункової висоти;
для люмінесцентних ламп $z = 1,15$);

N - число світильників в приміщенні.

Визначаємо кількість світильників для установки в приміщенні:

$$N = \frac{S}{L_k^2} = \frac{46}{5,4^2} = 1,23 \quad (8.5)$$

Використовуємо 2 світильники Н4Т4Л 3*58 по 3 лампи Т8 TL-D Philips 58Вт світловим потоком 4000Лм у кожному, отримуємо загальний світловий потік на рівні $\Phi_{\text{реальн.}} = \Phi_{\text{л}} \cdot 6 = 24000$ Лм, що дуже близько до розрахункового $\Phi_{\text{с}} \cdot 2 = 23400$ Лм.

На практиці допускається відхилення світлового потоку реального і розрахункового в межах -10% до + 20%.

Розрахуємо похибку для обраної системи освітлення:

$$\Delta = \frac{\Phi_p - \Phi_{\text{розр.}}}{\Phi_{\text{розр}}} \cdot 100\% \quad (8.6)$$

$$\Delta = \frac{24000 - 23400}{23400} \cdot 100 = 2,6\%$$

Підрахована похибка цілком задовольняє вимогам. Отже, потрібно використовувати лампи Т8 TL-D Philips 58Вт, розміщені в трьох світильниках Н4Т4Л 2*58.

Розрахуємо загальну потужність, що споживається цією системою освітлення:

$$P_c = N \cdot n \cdot P_1, \quad (8.7)$$

де N – кількість світильників;

n – кількість ламп в одному світильнику;

P_1 - потужність, споживана однією лампою, яка становить 58 Вт.

$$P_c = 3 \cdot 2 \cdot 58 = 348 \text{ Вт} \quad (8.8)$$

Отже, при проектуванні енергосистеми повинна бути врахована потужність 348 Вт, що споживається системою освітлення.

8.1.3 Виробничий шум і вібрація

Одним з головних завдань правильної організації роботи промислового підприємства є контроль рівня шуму і вібрацій, які негативно впливають на здоров'я обслуговуючого персоналу. Основними джерелами шуму в приміщеннях для роботи теплопункту є насоси.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рівень шуму на виробництві не повинен перевищувати 80 дБА, згідно [16]. Фактичне значення складає 78 дБА, що відповідає вимогам нормативу.

Відповідно до [16], нормуються допустимі величини віброшвидкості (Дб, м/с) або віброприскорення (Дб, м/с²) відповідно:

- трубопроводи з середньгеометричною частотою смуг 31,5 Гц відповідно для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 57 Дб або 0,224 м/с²; для 1/1 окт: 92 Дб або 0,2 м/с, 62 Дб або 0,4 м/с²;
- насоси з середньгеометричною частотою смуг 40 Гц для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 59 Дб або 0,29 м/с².

Заходи щодо віброізоляції знижують коливання від працюючого устаткування, сприяють зменшенню шуму і збільшують надійність будівельних конструкцій.

Віброізолюючі елементи:

а) у вигляді окремих опор:

- пружинні віброізолятори, основним робочим елементом яких є одна або кілька сталевих гвинтових пружин;
- пружні прокладки, нерідко мають складну форму;

б) у вигляді шару пружного матеріалу, що укладається між машиною і фундаментом;

в) у вигляді плаваючої підлоги на пружній основі. Підлога на пружній основі являє собою залізобетонну стяжку, влаштовану на пружній основі поверх несучої плити перекриття будівлі.

Також при установці надпотужних промислових компресорів обов'язковою умовою є організація для них локальних фундаментів, відокремлених від конструкції будівель.

Для поглинання шуму від роботи конденсатора використовується пористий акустичний поролон, який розсіює звукову енергію і перетворює її в теплову. Для збільшення звукоізоляції працюючих компресорів використовується непориста, еластична самоклеюча звукоізоляція на кам'яній основі.

Для контролю шуму і вібрації використовується шумомір і вібратор АСВШ-МГ4.

Якщо в робочій зоні рівень перевищує нормативні значення і заходи щодо віброізоляції і поглинання шуму не знижують його рівень, додатково передбачено застосування індивідуальних засобів захисту від шуму, відповідно до ДСТУ ГОСТ 26568:2009 (наушників, берушів).

8.1.4 Електробезпека

Котельня за рівнем небезпеки електротравматизму відноситься до 3 категорії

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

«особливо небезпечні приміщення» через наявність струмопровідної підлоги у приміщенні, можливості одночасного дотику людини до корпусу споживача електроенергії та металевих предметів, які мають контакт з землею, а також підвищеної вологості повітря.

Основними споживачами електроенергії в котельні є електродвигуни насосних установок та джерела штучного освітлення.

Електрообладнання живиться від трьохфазної чотирьохпровідної мережі змінного струму з глухозаземленою нейтраллю частотою 50Гц (ПУЕ – 17).

Для виключення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання тепlopункту проектом його реконструкції передбачено реалізувати наступні заходи:

- ізоляція нормально струмоведучих частин з опором $R_{32} \geq 1 \text{ кОм}$; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до $0,5 \text{ кОм}$;
- прилади, що огорожують та закривають, буде виконано таким чином, щоб знімати чи відкривати їх можна тільки за допомогою ключів чи інструменту;
- живлення ламп накаливання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухозаземленою нейтраллю, висота підвішування ламп 3,5м;
- передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення;
- для захисту персоналу від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту;
- для захисту обслуговуючого персоналу від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також передбачено наявність засобів забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правил використання и випробування засобів захисту, які використовуються в електроустановках»;
- наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж [16]

8.1.5 Безпека технологічних процесів та обслуговування обладнання

В даному проекті контроль, управління та регулювання обладнання здійснюється автоматично, що дозволяє мінімізувати контакт працівників з обладнанням.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Доступ до приміщення осіб з кваліфікаційною групою з електробезпеки нижче II дозволено тільки під наглядом особи, що обслуговує ці установки. До обслуговування теплообмінників та насосів допускається лише та особа, яка має кваліфікаційну групу з електробезпеки не нижче III.

Заходи, які передбачені проектом, для запобігання потенційно можливих аварійних ситуацій:

- система контролю та сигналізація для попередження про небезпечну ситуацію у тепловому пункті;
- прилади знаходяться в справному стані та присутній плановий ремонт та техогляд;
- персонал ознайомлений з документацією щодо правил безпеки, зберігання та експлуатації обладнання.

Всі працівники, які працюють на даному об'єкті, проходять інструктаж з охорони праці та медичні огляди.

8.2 Пожежна безпека

Відповідно до вимог будівельних норм і правил і від характеру використовуваних у виробництві речовин і їхньої кількості проєктована котельня ставиться до виробництва категорії Г, вогнестійкість будинків котельні характеризується II ступенем вогнестійкості.

Найбільш частими причинами пожеж можуть бути:

- порушення правил пожежної безпеки;
- порушення правил зберігання горючих речовин, особливо поблизу нагрівальних приладів;
- порушення правил експлуатації електроустаткування;
- паління в не відведених для цих цілей місцях.

Вибухи й пожежі можуть відбутися при витоках газу через нещільності різних з'єднань газопроводів і арматур.

Всі трубопроводи котельні з температурою поверхні вище 45°C ізолюють. Ізоляція виконана двошаровою: першим шаром є мінерало-ватяний, а другий покривний матеріал - фольга.

Для продувки газопроводів передбачені продувні свічі й штуцери (вибираються залежно від діаметра вихідного отвору на трубопроводі) із запірними органами й заглушками для поводження продувного агента гнучким шлангом. Обмін забезпечується п'ятикратний не більш ніж за 20 хв. Продувні свічі виводяться вище даху котельні на 1 м.

Проектом реконструкції котельні передбачається установка клапана запобіжно-

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

запірного електромагнітного газового КПЭГ Ду100 Саратовского ВАТ «Газаппарат» для контролю загазованості в котельні на уведенні газопроводу в котельню, що спрацьовує при перевищенні припустимих концентрацій токсичних і вибухонебезпечних газів у приміщенні котельні.

Котельні установки постачають наступними захистами й блокуваннями: на погашення факела, відключення всіх димососів, вентиляторів, повітропідігрівників. Запалювання пальників блокується без попередньої вентиляції топлення протягом 10...15 хв, подача палива повністю припиняється при закритому повітряному шибері або відключеному вентиляторі даного пальника. Подача палива блокується при хоча бодній незакритій засувці з електроприводом у пальника.

Передбачено пристрої захисту від блискавки в будівлі, їх споруджено і встановлено.

Для розміщення первинних засобів пожежогасіння в котельні установлені спеціальні пожежні щити з набором: пінних вогнегасників ОХВП- 10-12шт.; вуглекислотних вогнегасників, ОУ- 5-3шт.; ящик з піском; щільне полотно; сокира; лом; багор; лопата. Щити розташовуються у легко доступних місцях, ближче до виходів із приміщень. На місцевому тепловому щиті кожного котла є два вуглекислотних вогнегасники ОУ- 5.

Кількість, розташування та умови зберігання вогнегасників відповідають ДСТУ3675-98 та ISO 3941-77

У котельні влаштований протипожежний водопровід. Пожежні крани встановлені в приміщенні котельні.

Протипожежне водопостачання забезпечується наступними проектними рішеннями:

- загальна витрата води на площадці становить 10 л/с, з урахуванням потреб пожежогасіння:
- пожежогасіння котельні приймається двострунним. Необхідний напір при внутрішньому пожежогасінні становить 16 м;
- пожежні крани до котельному відділенні розміщені на основних оцінках обслуговування;
- у допоміжних, санітарно - побутових приміщеннях котельні проектом передбачена пожежна сигналізація.

Для попередження руйнування устаткування при можливому нагромадженні природного газу на металевих газоходах від каналів до димаря встановлені підривні клапани.

Для пожежної сигналізації згідно ДБНВ.2.5-56-14 застосовані пристрої охоронної сигналізації УОТС- 1- 1 працюючі з димовими й тепловими датчиками.

Датчики встановлюються на стелі. Пристрій охоронної сигналізації встановлюється

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- В робочих приміщеннях котельні виконані усі вимоги НАПБВ.01.34-2005 та Правил пожежної безпеки підприємств та організацій енергетичної галузі України.

Котел	Назва дільниці
Природний газ	Речовини, що мають обіг у виробництві ГОСТ
Газ	Агрегатний стан речовини в нормальних умовах
негорючий	Горючість, займистість
-	Температура спалаху
650	Температура займання
750	Температура
3,9-32,3	% об'ємних
-	мг/м ³
-	Категорія
-	Група
Вогнегасники, пісок	Вогнегасні засоби
Г	Категорія приміщення згідно ЗНТП 24-86
2	Клас приміщення і зовнішніх установок згідно ПУЕ
Б-1а	Категорія об'єкта і тип зони захисту і влаштуванню блискавкозахисту згідно ДБН 305-77

У розділі 8 були встановлені заходи по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці, особливу увагу приділяючи пожежонебезпечності котельні.

- Освітлення
- Повітря робочої зони
- Виробничий шум і вібрація
- Електробезпека
- Безпека обслуговування обладнання
- Пожежна безпека

У всіх розділах наведені рекомендації задля забезпечення нормальної роботи обладнання і робітників.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

За метою проекту була виконана реконструкція котельні у м. Луцьк, направлена на подачу гарячого водопостачання та опалення у холодний період року.

За підрахунками теплових навантажень були визначені теплові втрати будівель, та визначені теплові навантаження на опалення та гаряче водопостачання. Вони склали 1,303 МВт та 0,328 МВт відповідно, в сумі 1,631 МВт.

У результаті складення та розрахунку теплової схеми котельні за розрахованим навантаженням, були обрані 2 котли GREENOx.e. 70 із тепловою номінальною потужністю 700 кВт.

Із допоміжного обладнання обрані насоси, циркуляційні, мережеві, циркуляційний насос гарячого теплопостачання, та насоси підживлювальної води. Всі обрані насоси обрані за каталогами фірми WILO.

За результатом обрахунку теплової схеми буди обрані пластинчаті теплообмінники від фірми TERMOPROM.

Для запобігання ураження навколишнього середовища шкідливими викидами була порахована мінімальна висота димової труби для даної котельні, вона склала 30м.

Установка пом'якшення безперервної дії, що використовується для підготовки води до використання у мережних контурах котельні, від компанії Ecosoft ,була обрана на основі розрахунків водопідготовки. Деаераторна установка була обрана від фірми Caleffi.

Як показав розрахунок існуючої системи вентиляції, вона цілком задовільняє необхідні умови, а саме подача необхідної кількості зовнішнього повітря до зали 3735,8 м3/год через дві решітки розмірами 400x900(h)мм. Щодо систем опалення, надходження надлишкового тепла від роботи котельні недостатньо для підтримання необхідної температури, тому було прийняте рішення встановити додатково три опалювальних агрегата фірми Reventon номінальною потужністю 22,5 кВт.

Також було зазначено основні заходи по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці, для уникнення надзвичайних ситуацій та безпечної експлуатації опалювальної водогрійної котельні.

Як заключення можна відмітити що заміна обладнання це ефективний, але дорогий засіб для підвищення ККД котельні та автоматизації її обладнання, хоч у наш час в Україні багато підприємств потребують реконструкції.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 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 України, 2011. – 123 с.

2 Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.

3 Исаченко В.П. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. / В.П.Исаченко, В.А.Осипова, А.С.Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.

4 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб./ М.Ф.Боженко, В.П.Сало, – К.: ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2004. – 192 с.

5 Алабовський О.М. Проектування котелень промислових підприємств: Курсове проектування з елементами САПР: Навч. посібник / О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В.Хоренженко. - К.: Вища шк., 1992. - 207с.

6 Двойнишников В.А. Конструкция и расчет котлов и котельных установок; Учебн. /В. А. Двойнишников, Л.В. Деев, М. А. Изюмов. – М.: Машиностроение, 1988. – 264 с.

7 Лобачев П.В. Насосы и насосные станции; Учебн. Для техникумов/ П.В. Лобачев. – М. : Строиздат. 1983. – 191 с.

8 ГОСТ 10704 : 1991. Государственный стандарт СССР. Трубы стальные электросварные прямошовные. – Чинний від 1993-01-01. – М.: Издательство Стандартов, 1991. – 14 с.

9 ДБН В.2.5. – 74: 2013. Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування. – Чинні від 2014-01-01. – К.: УкрНДІводоканалпроект, 2013. – 172 с.

10 Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учебн. пособие для вузов./ Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. - 288 с., ил.

11 Віло. Каталог обладнання насосів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://wilo.com/ua> (01.04.18)

12 Загребин В.А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников/ В.А. Загребин // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – №2. – С.11-14.

13 Ткаченко, С. Й. Котельні установки: Навч. посіб. / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Л. А. Боднар. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 185 с

14 Вихрев В. Ф. и Шкроб М. С. Водоподготовка: Учебн. для вузов – М.: Энергия, 1973. – 416 с.

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15 Богословский В. Н. Отопление и вентиляция: Учебн. для вузов Ч..1/ В. Н. Богословский. – М. : Строиздат, 1975. – 483 с.

16 Метод, вказівки до викон. розділу «Охорона праці» в дипломних проектах бакалаврів хіміко-технологічного факультету / Уклад.: Ю.О. Полукаров, Н.А. Праховнік, Л.О. Мітюк - К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. - 31 с

					ТП 71 86 02 ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ І ТВОРЧИХ ДОСЯГНЕНЬ

Заболотного Олексія Анатолійовича

(прізвище, ім'я, по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Застосування біотехнологій для очистки теплообмінних поверхонь	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Голіяд М. Н.
2	Утилізація теплоти димових газів парових котлів в котельнях	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 20–23 квітня 2021 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – Т. 1. – 335 с. ISBN 978-966-990-026-5 (Т. 1)	1 с.	Боженко М. Ф.
3	Початкові етапи становлення ноосфери на Землі	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 20–23 квітня 2021 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – Т. 1. – 335 с. ISBN 978-966-990-026-5 (Т. 1)	1 с.	Голіяд М. Н.

4	Про перспективи промислового використання кожухопластинчатих апаратів	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Гавриш А. С., Мараховська В. Ю.
5	Кожухопластинчаті теплообмінні апарати: принцип дії і перспективи застосування	Друк.	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 21–24 квітня 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. – 224 с. ISBN 978-966-622-998-7 (Т.1)	1 с.	Гавриш А. С., Мараховська В. Ю.

Автор

Олексій ЗАБОЛОТНИЙ

Додаток Б

ПЕРЕВІРКА ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТА НА АКАДЕМІЧНУ ДОБРОЧЕСНІСТЬ



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:
1008252318

Дата перевірки:
10.06.2021 08:04:08 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
10.06.2021 08:07:57 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: bakalavr_Zabolotnij

Кількість сторінок: 56 Кількість слів: 11268 Кількість символів: 71208 Розмір файлу: 2.66 MB ID файлу: 1008324160

35% Схожість

Найбільша схожість: 20.5% з Інтернет-джерелом (https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/30604/1/Nikitenko_magistr.pdf)

29% Джерела з Інтернету

17

Сторінка 58

24.6% Джерела з Бібліотеки

84

Сторінка 58

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0.14% Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.02% Вилучення з Інтернету

64

Сторінка 59

0.12% Вилученого тексту з Бібліотеки

199

Сторінка 60

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

307

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

[illegible]

				ТП 71 86 02		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Заболотний			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Боженко					1
Консулт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, Кафедра ТПТ	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					