КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет: Інженерних систем та екології

Випускова кафедра: Теплотехніки

Освітній ступінь: Магістра

Спеціальність 192 «Будівництво та цивільна інженерія»

Освітня програма: «Теплогазопостачання та вентиляція»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Декан факультету

Приймак О.В.

„___”_____20___ року

З А В Д А Н Н Я
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Івлев Олександр Олександрович

1. Тема роботи: «Енергоефективна модернізація опалювальної котельні»

затверджена наказом ректора КНУБА № _____ від _____року

2. Керівник роботи Габа К.О. к.н.т. доцент
3. Строк подання здобувачем роботи до захисту _____р.
4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Р. 1. Характеристика об’єкту;

Р. 2. Теплові навантаження на котельню;

Р. 3. Розрахунок теплової схеми котельні;

Р. 4. Вибір контактних водонагрівачів;

Р. 5. Вибір теплообмінних апаратів;

Р. 6. Розрахунок димової труби;

Р. 7. Вибір тяго-дуттьових пристроїв та насосів;

Р. 8. Вибір розширювального баку;

Р. 9. Водопідготовка;

Р. 10. Визначення річної витрати палива на котельню;

Р. 11. Захист оточуючого середовища;

Р. 12. Енергозбереження;

Р. 13. Автоматизація;

Р. 14. . Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях;

Р. 15. Техніко-економічне обґрунтування;

5.Графічний матеріал за розділами

Р. 1. Улаштування теплогенератора;

Р. 2. Розташування обладнання;

Р. 3 Трубопроводи;

Р. 4. Трубопроводи котельні;

Р. 5. Трубопроводи котельні;

Р. 6. Газоходи;

Р. 7. Газоходи;

Р. 8. Газоходи;

Р. 9.Теплова схема котельні;

Р. 10. Габаритні розміри теплогенератора;

Р. 11. Функціональна схема автоматизації роботи котельні;

Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розробка розділу 1-3	05.08.24
Розробка розділів 4-7	10.08.24
Розробка розділів 8-10	04.09.24
Розробка Графічної частини	09.09.24
Розробка розділів 11-12	01.10.24
Розробка розділу 13-15	22.10.24
Розробка Висновку	20.11.24
Остаточне оформлення роботи	07.12.24
Направлення роботи для перевірки на плагіат	12.12.24
Попередній захист роботи на випусковій кафедрі	15.12.24
Направлення роботи на рецензування	20.12.24

Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірив	
		дата	підпис

Дата видачі завдання _____

Зав. кафедри _____ __Кириченко М.А._
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник _____ _____Габа К.О.__
(підпис) (прізвище, ініціали)

Здобувач _____ _Івлев О.О._
(підпис) (прізвище, ініціали)

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Інженерних систем та екології
Теплотехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

на тему:
«Енергоефективна модернізація опалювальної котельні»

Івлев Олександр Олександрович

Київ 2024 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Інженерних систем та екології

Теплотехніки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____Кириченко М.А.
„___” _____20___ року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

«Енергоефективна модернізація опалювальної котельні»

Виконав Івлев Олександр Олександрович
192 «Будівництво та цивільна інженерія»
«Теплогазопостачання та вентиляція»
Група зТВм-23-2
Керівник Габа К.О. к.т.н., доцент

Ідентичність підтверджую

Київ 2024 р.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів……6
Вступ……..……..7
1 Характеристика об’єкту……8
2 Теплові навантаження на котельню……....12
2.1 Витрати теплоти на опалення і ГВП……..
2.2 Витрати теплоти на гаряче водопостачання…….
3 Розрахунок теплової схеми котельні…….....21
3.1 Опис принципової теплової схеми водогрійної котельні…….
3.2 Вихідні дані для розрахунку теплової схеми котельні.....
3.3 Розрахунок теплової схеми котельні…..…….....
4 Вибір контактних водонагрівачів..…….....35
5 Вибір теплообмінних апаратів…….....48
5.1 Підігрівач системи опалення……...
5.2 Підігрівач системи гарячого водопостачання ..……
6 Розрахунок димової труби…….……56
6.1 Розрахунок газового тракту……
6.2 Розрахунок опору димової труби……...
6.3 Самотяга димової труби……..
7 Вибір тяго-дуттьових пристроїв та насосів……...……64
7.1 Вибір вентиляторів……..
7.2 Вибір насосного обладнання……..
8 Вибір розширювального баку……69
9 Водопідготовка……73
9.1 Робота контактного водонагрівача на хімічно не очищеній воді……
9.2 Установки водо підготовки……

10 Визначення річної витрати палива на котельню……78
10.1 Сумарна витрата теплоти на опалення та ГВП на котельні……..
10.2 Річний виробіток теплоти котельнею……..
10.3 Річна витрата газу котельнею……
10.4 Річна витрата умовного палива котельнею……..
10.5 Питома витрата умовного палива на стадії вироблення теплоти котельнею.....
11 Захист оточуючого середовища……82
11.1 Розрахунок розсіювання шкідливих викидів в атмосферу…….
11.2 Охолодження димових газів……..
12 Енергозбереження……85
13 Автоматизація……89
13.1 Функції системи автоматизації……..
13.2 Автоматизація котельні…….
14 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях……91
14.1 Технічні рішення та організаційні заходи з охорони праці при монтажі енергетичного та технологічного обладнання котельні……
14.2 Технічні рішення, передбачені проектом, по забезпеченню безпеки при експлуатації устаткування системи теплопостачання……..
14.3 Заходи з електробезпеки при експлуатації електроустановок, що забезпечують роботу енергетичного обладнання…….
14.4 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії……
14.5 Електричне освітлення……...
14.6 Безпека у надзвичайних ситуаціях……
15 Техніко-економічне обґрунтування……94
15.1 Вихідні дані……
15.2 Експлуатаційні витрати…….
15.3 Річний економічний ефект……
15.4 Термін окупності……

15.5 Коефіцієнт ефективності капіталовкладень……
Висновки…….....95
Використана література……..…….…….....96

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

t – температура;

Q – теплова потужність;

G – масова витрата теплоносія;

$n_о$ – кількість діб опалювального періоду;

g – питомий об'єм води в системі теплопостачання;

α – коефіцієнт тепловіддачі;

K – коефіцієнт теплопередачі;

$\lambda_{ñò}$ – теплопровідність матеріалу стінки пластини;

$\delta_{ñò}$ – товщина стінки пластини;

λ - коефіцієнт опору тертя;

ξ - коефіцієнт місцевих опорів;

w – швидкість руху теплоносія;

f – площа поперечного перерізу;

d – діаметр трубок;

ν – коефіцієнт кінематичної в’язкості;

ΔP – втрата тиску;

Re – число Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля;

F – площа поверхні теплообміну;

B – барометричний тиск;

ІТП – індивідуальний теплопункт;

ГВП – гаряче водопостачання.

ВСТУП

Рівень розвитку енергетики має вирішальний вплив на стан економіки в державі, вирішення проблем соціальної сфери та рівня життя людини.

У великих і малих містах найбільше поширення мають системи централізованого теплопостачання об’єктів житлового і громадського призначення, які в своїй більшості створювалися в період масового житлового будівництва в 60-ті – початок 80-х років минулого століття і з того часу практично не оновлювались.

В умовах енергетичної кризи та стрімкого зростання вартості паливно-енергетичних ресурсів, як ніколи гостро постала проблема розвитку й технічного переоснащення такої життєво важливої галузі, як комунальна теплоенергетика, що забезпечує тепловою енергією понад 70 % житлового фонду країни [3].

Значна кількість котлів є застарілими та малоефективними, невідповідним до вимог технічної експлуатації є технічний стан багатьох теплових мереж, частина яких перебуває у аварійному стані, завдяки чому щорічні втрати теплової енергії складають до 10 % [1]. Теплогідроізоляція на теплових мережах застаріла та неефективна.

З метою скорочення витрат, підвищення сталості теплопостачання споживачам та економії енергоресурсів Держкомітетом житлово-комунального господарства розроблена нова концепція теплопостачання. Її головні напрямки такі:

- перехід від централізованого теплопостачання до групового та індивідуального теплозабезпечення споживачів;

- заміна існуючих малоефективних котлів на нові з більш високим ККД;

- впровадження на нових та існуючих котельнях ефективних методів і обладнання приготування води й утилізації теплоти відхідних газів;

- захист існуючих розгалужених теплових мереж шляхом їх поступової заміни трубами з новими антикорозійними та теплоізоляційними покриттями;

- впровадження на системах теплопостачання, у тому числі в будинках та на опалювальних пристроях приладів обліку та регулювання теплової енергії й гарячої води.

Реалізація цих напрямків на практиці у житлово-комунальному господарстві (ЖКГ) з метою зменшення споживання палива (головним чином природного газу, який імпортується до України), а також надання населенню послуг належного рівня відбувається, зокрема, шляхом реконструкції системи теплопостачання. Така реконструкція є комплексом заходів, що можуть бути вжиті для досягнення відповідної мети.

Перехід від централізованого теплопостачання до локальних опалювальних систем – один з найбільш перспективних шляхів зниження вартості теплопостачання. Локальні системи теплопостачання дозволяють істотно скоротити втрати теплоти в протяжних теплових мережах. Значна економія теплоти досягається і за рахунок їх високої маневрованості: споживання теплоти в неробочий час і у вихідні дні істотно скорочується. Досвід експлуатації локальних систем теплопостачання з контактними водонагрівачами показує, що вони забезпечують зниження витрати теплоти на теплопостачання в 2 і більше рази [12].

Саме такий шлях подальшого розвитку систем теплопостачання обрано в м. Олександрія, де були розроблені Генеральна програма та Генеральна схема «Оптимізація системи теплозабезпечення м. Олександрія Кіровоградської області» які затверджені рішенням Олександрійської міської ради.

Дана програма включає два етапи: реконструкцію системи теплозабезпечення міста шляхом її децентралізації з обладнанням джерел теплової енергії (котелень) в існуючих приміщеннях центральних теплових пунктів (ЦТП) з установкою контактних водонагрівачів, та будівництво заводу по виробництву піролізного газу з місцевого бурого вугілля і повне заміщення імпортованого природного газу на всіх газових котельнях міста.

У даній дипломній роботі виконано проект реконструкції однієї з котелень міста Олександрії.

Для покриття теплових навантажень проектом передбачено встановлення в котельні 3-х контактних водонагрівачів: КВН-2,9Гс, з номінальною потужністю 2,9 МВт. Загальна встановлена теплова потужність котельні 8,7 МВт. В зимовий період котельня забезпечує потреби на опалення та гаряче водопостачання, теплове навантаження на котельню в цей період складає 8,6 МВт. В літній період котельня працює виключно на потреби гарячого водопостачання, теплове навантаження на котельню влітку становить 1,9 МВт. Параметри теплоносія, що відпускається на потреби опалювання і вентиляції 85/55 ^{o}C.

Джерелом водопостачання є вода міського водопроводу.

Для забезпечення нормальної роботи системи теплопостачання передбачена система захисту устаткування від корозії.

Для теплопостачання застосовується закрита система теплопостачання споживачів.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

Метою дипломного проектування є реконструкція котельні №35 по вулиці Карла Лібкнехта №35 в м. Олександрія Кіровоградської області.

Котельня забезпечує потреби мікрорайону в опаленні та гарячому водопостачанні (ГВП). Вона являє собою існуючу, окремо розташовану, будівлю.

Існуюча котельня містить:

- будівлю з розміщенням в ній водонагрівачів;
- опору димової труби;
- ємності споживчої міської води.

Будівля котельні має загальну площу 250 $ì^2$.

Висота до низу покрівлі становить 4 м.

В зимовий період котельня забезпечує потреби мікрорайону на опалення та гаряче водопостачання, в цей період навантаження на котельню складає 8,6 МВт. Влітку котельня працює виключно на потреби гарячого водопостачання, теплове навантаження на котельню влітку становить 1,9 МВт.

Основним паливом є природний газ з теплотою згоряння 33705 $\frac{\hat{e}Äæ}{ì^3}$.

Коефіцієнт корисної дії контактних водонагрівачів розрахований по нижчій теплотворній здатності – 102 %, по вищій – 92 % .

Реконструкція котельні буде провадитись наступним чином: реконструкція будівлі, встановлення трьох водонагрівачів, насосів та вентиляторів, реконструкція систем опалення, вентиляції, водопроводу та каналізації.

Водонагрівачі КВН представляють собою проточні апарати поверхнево-контактного типу, які працюють під атмосферним тиском і призначені для опалення й гарячого водопостачання.

Теплоносій (вода) з котельні по трубопроводу надходить до індивідуальних теплопунктів (ІТП) будинків, де відбувається його розподіл на потреби опалення і ГВП.

Підживлення системи здійснюється з існуючого водопроводу.

2 ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ НА КОТЕЛЬНЮ

Котельня повинна забезпечувати потреби мікрорайону на опалення та ГВП в зимовий період, в літній період – потреби на ГВП.

Теплоносій з котельні по трубопроводу надходить до індивідуальних теплопунктів (ІТП) будинків, де відбувається його розподіл на потреби опалення і ГВП.

2.1 Витрати теплоти на опалення і ГВП

Розрахунок виконано за методикою, наведеною в [4].

Теплові навантаження на котельню видані замовником.

2.1.1 Максимальні (розрахункові) витрати теплоти на опалення та ГВП

$$Q_{o.\max} = 8600 \ \text{êÂò}$$

2.1.2 Середні витрати теплоти на опалення та ГВП:

$$Q_{\text{î .ñåð.}} = Q_{\text{î .max}} \frac{t_{\text{âí}} - t_{\text{ñð.î .}}}{t_{\text{âí}} - t_{\text{ð.î}}} \qquad (2.1)$$

де $t_{\text{ñð.î .}} = -1^{\text{î}}\text{Ñ}$ – середня температура за опалювальний період [4]

$$Q_{\text{î .ñåð}} = 8600 \cdot \frac{20-(-1)}{20-(-22)} = 4300 \ \text{êÂò}$$

2.1.3 Річні витрати теплоти на опалення та ГВП:

$$Q_{\text{î .ðîê.}} = Q_{\text{î .ñåð.}} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600 \qquad (2.2)$$

де n_0 – тривалість опалювального періоду, $n_0 = 185$ діб [4]

$$Q_{\text{î .ðîê}} = 4300 \cdot 185 \cdot 24 \cdot 3600 = 68,73 \cdot 10^6 \ \frac{\text{Ì Äæ}}{\text{ð³ê}}$$

2.2 Витрати теплоти на гаряче водопостачання

2.2.1 Витрати теплоти на гаряче водопостачання в літній період:

$$Q^{\text{ë}}_{\text{ãâï}} = 1900 \ \text{êÂò}$$

3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНІ

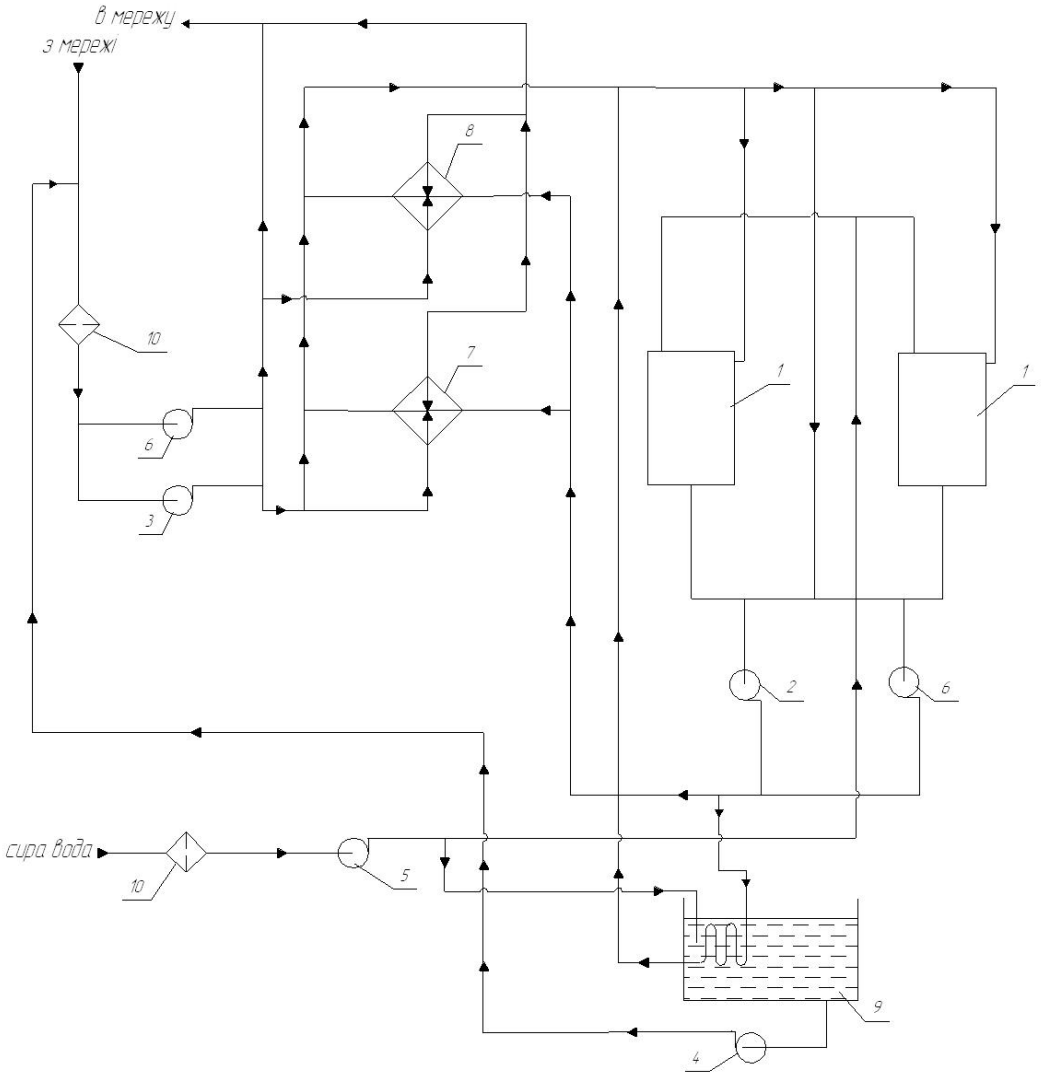
3.1 Опис принципової теплової схеми водогрійної котельні

Теплова схема котельної — це умовне графічне зображення її основного та допоміжного обладнання, що об'єднується лініями трубопроводів для робочих середовищ.

На принциповій тепловій схемі котельні зазначають лише її головне обладнання (котлоагрегати, підігрівники, насоси) і основні трубопроводи без арматури, найрізноманітніших допоміжних пристроїв та другорядних трубопроводів, а також без уточнення кількості й розташування обладнання.

Тепловою схемою котельні (рис. 3.1) передбачається виробництво та відпуск теплоти на потреби опалення та гарячого водопостачання у вигляді гарячої води з температурним графіком 85-55 ^{o}C, на потреби гарячого водопостачання в літній період – гарячої води з температурою 60 ^{o}C.

Вода зі зворотньої лінії теплової мережі з невеликим напором підводиться до контактного водонагрівача через відсічний клапан. Далі вся вода поступає на контактний водонагрівач 1. Після контактного водонагрівача вода, нагріта до необхідної температури надходить в загальний колектор, з якого поступає на пластинчасті теплообмінники 7 і 8, за допомогою насосу мережевої води, де нагріває воду зі зворотньої магістралі для встановлення потрібних для відповідного температурного режиму параметрів, після чого надходить знову до контактних водонагрівачів. Вода, що нагрілася після пластинчастих теплообмінників поступає у мережу. Для поповнення витікань у тепловій мережі встановлене наступне обладнання: дуплексна система пом’якшення води неперервної дії, бак запасу холодної води, насос баку запасу холодної води, насос холодної води. Для очистки підживлювальної води встановлений магнітний фільтр 10. Вода з мережі змішується з підживлювальною водою і надходить до пластинчастих теплообмінників.



1 – контактний водонагрівач; 2 – мережевий насос I-го контуру; 3 – мережевий насос II-го контуру; 4 – насос баку запасу холодної води; 5 – насос холодної води; 6 – циркуляційний насос ГВП; 7 – пластинчастий теплообмінник на опалення; 8 – пластинчастий теплообмінник на ГВП; 9 – бак запасу холодної води; 10 – фільтр.

Рис. 3.1 – Принципова схема водогрійної котельні з закритою системою теплопостачання

3.2 Вихідні дані для розрахунку теплової схеми котельні

1. Населений пункт – м. Олександрія, Кіровоградська область
2. Житлові та громадські будівлі
3. Тривалість опалювального періоду $n_0 = 185$ діб

4. Розрахункові температури: $t_{\text{ð.î.}} = -22\ ^0\tilde{N}$, $t_{\text{ñåð.î.}} = -1\ ^0\tilde{N}$, $t_{\text{ñåð.õ.ì.}} = -5,6\ ^0\tilde{N}$ [4]
5. Витрати теплоти на опалення та гаряче водопостачання (ГВП) $Q_{o.\max} = 8600$ êÂò
6. Витрати теплоти на ГВП в літній період $Q^{\ddot{e}}_{\text{ãâ}\tilde{i}} = 1900$ êÂò
7. Параметри теплоносіїв на виході із котельної:
   температурний графік $85-55\ ^0\tilde{N}$

Розрахунки виконую тільки для наступних режимів:

Розрахунковий режим I: (максимально зимовий режим $t_{\text{çì âí}} = t_{\text{ð.î.}}$)

Розрахунковий режим V: (літній, без опалення)

3.3 Розрахунок теплової схеми котельні

Розрахунок виконано за методикою, наведеною в [4]

3.3.1 Температура зовнішнього повітря в точці злому температурного графіку мережної води, °С

$$t_{\text{з.зл}}=t_{\text{вн}}-0{,}354\cdot(t_{\text{вн}}-t_{\text{р.о.}}), \qquad (3.1)$$

$$t_{\text{з.зл}}=20-0{,}354\cdot(20-(-22))=5{,}13\ ^\circ\text{C}$$

3.3.2 Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення залежно від температури зовнішнього повітря

$$\hat{E}_{\text{î}} = \frac{t_{\text{âí}} - t_{\text{í}}}{t_{\text{âí}} - t_{\text{ð.î.}}}, \qquad (3.2)$$

$$\hat{E}_{\text{í}} = \frac{20+22}{20+22} = 1; \qquad (\text{I-й режим})$$

3.3.3 Розрахунковий відпуск теплоти на опалення та ГВП

$$Q_{\text{î}} = Q_{\text{î}}^{\max}\cdot\hat{E}_{\text{î}}, \qquad (3.3)$$

$$Q_{\text{î}} = 8{,}6\cdot 1 = 8{,}6\ \text{МВт} \qquad (\text{I-й режим})$$

3.3.4 Температура мережевої води на виході з котельні

$$t_1 = 85\ ^\circ\tilde{N}$$

3.3.5 Температура поворотної мережевої води, °С

$$t_2 = 55\ ^\circ\text{C}$$

3.3.6 Втрати води на ГВП для споживачів в літній період, кг/с

$$G_{\text{ã.â.}}^{\text{ÑÏ}} = \frac{Q_{\text{ãâï}}^{\text{ë}} \cdot 10^6}{C_{\text{â}} \cdot (t_{\text{ãâ}} - T_{13})}, \qquad (3.4)$$

$$G_{\text{ã.â.}}^{\text{ÑÏ}} = \frac{1,9 \cdot 10^6}{4187 \cdot (55-15)} = 11,34\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}} \qquad \text{(V -й режим)}$$

3.3.7 Розрахункова витрата мережевої води на опалення та ГВП, кг/с

$$G_{\text{ì åð}} = \frac{Q_{\text{O}} \cdot 10^6}{c_{\text{â}} \left(t_1 - t_2\right)}, \qquad (3.5)$$

$$G_{\text{ì åð}} = \frac{8,6 \cdot 10^6}{4187 \cdot (85-55)} = 68,5\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}} \qquad \text{(I -й режим)}$$

3.3.8 Витрата води для підживлення на заповнення витікань в тепловій мережі, кг/с

$$G_{\text{âèò}} = \frac{0,75}{100 \cdot 3600} \cdot Q_{\text{ì åð}} \cdot g_{\text{ñèñò}} \cdot k_{\text{âèò}}, \qquad (3.6)$$

де

$g_{\text{ñèñò}}$ – питомий об’єм води в системі теплопостачання відносно сумарного відпуску теплоти на опалення та гаряче водопостачання,

$$g_{\text{ñèñò}} = 56000\ \frac{\text{êã}}{\text{Ì Âò}} = 56\ \frac{\text{êã}}{\text{ê Âò}}\ \text{[4]}$$

$k_{\text{âèò}}$ – коефіцієнт зниження витікання води в системі теплопостачання, $k_{\text{âèò}} = 1$ (режим I-IV) [4].

$$G_{\text{âèò}} = \frac{0,75}{100 \cdot 3600} \cdot 8,6 \cdot 56 \cdot 10^3 \cdot 1 = 1\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}} \qquad \text{(I -й режим)}$$

3.3.9 Витрата поворотної мережевої води на вході в котельню, кг/с

$$G_{\text{ì åð.ï î â}} = G_{\text{ì åð}} - G_{\text{âèò}}, \qquad (3.7)$$

$$G_{\text{ì åð.ï î â}} = 68,5 - 1 = 67,5\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}} \qquad \text{(I -й режим)}$$

3.3.10 Сумарний відпуск теплоти на опалення, вентиляцію і ГВП

$$Q_{\text{êâí}}^{\text{â}} = Q_{\text{î}} \quad \text{(I - й режим)} \qquad (3.8)$$

$$Q_{\text{êâí}}^{\text{â}} = Q_{\text{ãâï}}^{\text{ë}} \quad \text{(V- й режим)}$$

$$Q_{\text{êâí}}^{\text{â}} = 8,6\ \text{Ì Âò} \qquad \text{(I -й режим)}$$

$$Q_{\text{êâí}}^{\text{â}} = 1,9\ \text{Ì Âò} \qquad \text{(V -й режим)}$$

3.3.11 Кількість робочих контактних водонагрівачів:

$$N_{ð}^{êâí}=\frac{Q_{êâí}^{Â}}{Q_{êâí}^{í î ì}} \qquad (3.9)$$

$$N_{ð}^{êâí}=\frac{8600}{2900}\cong 3 \text{ шт.} \qquad (\text{I-й режим})$$

$$N_{ð}^{êâí}=\frac{1900}{2900}\cong 1 \text{ шт.} \qquad (\text{V -й режим})$$

3.3.12 Процент завантаженості робочих контактних водонагрівачів, %:

$$K_{çàâ.}^{êâí}=\frac{Q_{êâí}^{Â}}{N_{ð}^{êâí}\cdot Q_{êâí}^{í î ì}}\cdot 100\% \qquad (3.10)$$

$$\hat{E}_{çàâ.}^{êâí}=\frac{8600}{3\cdot 2900}\cdot 100\%\cong 99\ \% \qquad (\text{I-й режим})$$

$$\hat{E}_{çàâ.}^{êâí}=\frac{1900}{1\cdot 2900}\cdot 100\%\cong 66\ \% \qquad (\text{V -й режим})$$

Приймаю 3 контактні водонагрівачі КВН-Гс-2,9 виробництва НВ ТОВ «Лота» потужністю $Q_{êâí}^{í î ì}=2{,}9$ Ì Âò кожний, які працюють на систему опалення, вентиляції і ГВП.

3.3.13 Кількість відключених контактних водонагрівачів:

$$N_{â³äêë}^{êâí}=N_{ð(ðåæèì\ 1)}^{êâí}-N_{ð}^{êâí} \qquad (3.11)$$

$$N_{â³äêë}^{êâí}=3\text{-}3=0 \text{ шт.} \qquad (\text{I-й режим})$$

$$N_{â³äêë}^{êâí}=3\text{-}1=2 \text{ шт.} \qquad (\text{V -й режим})$$

3.3.14 Витрати води, що пропускається крізь один контактний водонагрівач, кг/с:

$$G_{êâí}=\frac{Q_{î.âmax}}{c_{â}(t_{1max}-t_{2max})\cdot N} \qquad (3.12)$$

$$G_{êâí}=\frac{2{,}9}{4{,}19\cdot(85-55)\cdot 1}\cdot 10^{3}=23{,}1\ \frac{êã}{ñ} \qquad (\text{I- режим})$$

3.3.15 Витрати води, що пропускається крізь всі контактні водонагрівачі

$$G_{êâí.å}=N_{ð}^{êâí}\,G_{êâí} \qquad (3.13)$$

$$G_{êâí.å}=3\cdot 23{,}1=69{,}3\ \frac{êã}{ñ} \qquad (\text{I-й режим})$$

3.3.16 Витрати води на контрольований перепуск:

$$G_{\text{ï åð.}}=G_{\text{ì åð}}\frac{t_{\text{êâí .1}}-t_1}{t_{\text{êâí .2}}-t_2} \qquad (3.14)$$

де $t_{\text{êâí .1}}$ ³ $t_{\text{êâí .2}}$ – температури відповідно на виході і на вході в контактний водонагрівач

$t_{\text{êâí .1}}=85$ °Ñ

$$G_{\text{ï åð.}}=0\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}} \qquad (\text{I-й режим})$$

3.3.17 Витрати води в колекторі з урахуванням контрольованого перепуску:

$$G_2=G_{\text{ì åð.ï î â}}-G_{\text{ï åð.}} \qquad (3.15)$$

$$G_2=67,5-0=67,5\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}} \qquad (\text{I-й режим})$$

3.3.18 Дійсна витрата води на виході з котельні, кг/с:

$$G_{\text{ì}}^{\text{ä}}=G_{\text{êâí .å}}+G_{\text{ï åð}}, \qquad (3.16)$$

$$G_{\text{ì}}^{\text{ä}}=69,3+0=69,3\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}} \qquad (\text{I-й режим})$$

3.3.19 Неузгодженість балансу, %:

$$\delta G_{\text{ì}}=\frac{G_{\text{ì}}^{\text{ä}}-G_{\text{ì åð}}}{G_{\text{ì åð}}}\cdot 100, \qquad (3.17)$$

$$\delta G_{\text{ì}}=\frac{69,3-68,5}{68,5}\cdot 100\%\cong 1,17\ \% \qquad (\text{I-й режим})$$

Для зручності результати розрахунків теплової схеми котельні зведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків теплової схеми котельні

Найменування величини	Режим	
	I	V
1. Коефіцієнт зниження витрат теплоти на опалення залежно від температури зовнішнього повітря - k_i	1	-
2. Сумарний відпуск теплоти на опалення і ГВП, кВт - Q_o	8600	-
3. Відпуск теплоти на ГВП в літній період - Сумарний відпуск теплоти на опалення, кВт - $Q^{ë}_{ãâï}$	–	1900
4. Температура мережевої води на виході з контактного водонагрівача, ^{0}C - t_1	85	55
5. Температура поворотної мережевої води, ^{0}C - t_2	55	-
6. Розрахункова витрата мережевої води на опалення і ГВП, кг/с – $G_{i\ åð}$	68,5	-
7. Витрата води на ГВП для споживачів в літній період, кг/с	–	11,34
8. Витрата води для підживлення на заповнення витікань у тепловій мережі (постійно для режимів I-IV), кг/с - $G_{âèò}$	1	-
9. Витрата поворотної мережевої води на вході в котельню, кг/с - $G_{i\ åð.ï\ î\ â.}$	67,5	-
10. Сумарний відпуск теплоти контактними водонагрівачами, кВт - $Q^{â}_{êâàí}$	8600	1900
11. Потрібна кількість працюючих контактних водонагрівачів, шт. - $N^{êâí}_{ð}$	3	1
12. Завантаження контактних водонагрівачів, % - $K^{êâí}_{çàâ}$	98,9	65,5
13. Кількість відключених контактних водонагрівачів, шт. - $N^{êâí}_{â³ãâêë}$	0	2
14. Номінальна витрата води через контактний водонагрівач, кг/с - $G_{êâí}$	23,1	
15. Витрата води, що пропускається через усі контактні водонагрівачі, кг/с - $G_{êâí\ .â}$	69,3	23,1
16. Витрата води крізь регульований перепуск, кг/с - $G_{пер}$	0	-
17. Дійсна витрата води на виході з котельні, кг/с - $G^{ð}_{м}$	69,3	-
18. Неузгодженість балансу, % - $\delta G_{м}$	1,17	-

4 ВИБІР КОНТАКТНИХ ВОДОНАГРІВАЧІВ

В результаті проведених розрахунків були вибрані три контактні водонагрівачі КВН-Гс-2,9 виробництва НВ ТОВ «Лота» потужністю 2,9 МВт кожен.

Конструкцію контактного водонагрівача пояснює рис. 4.1.

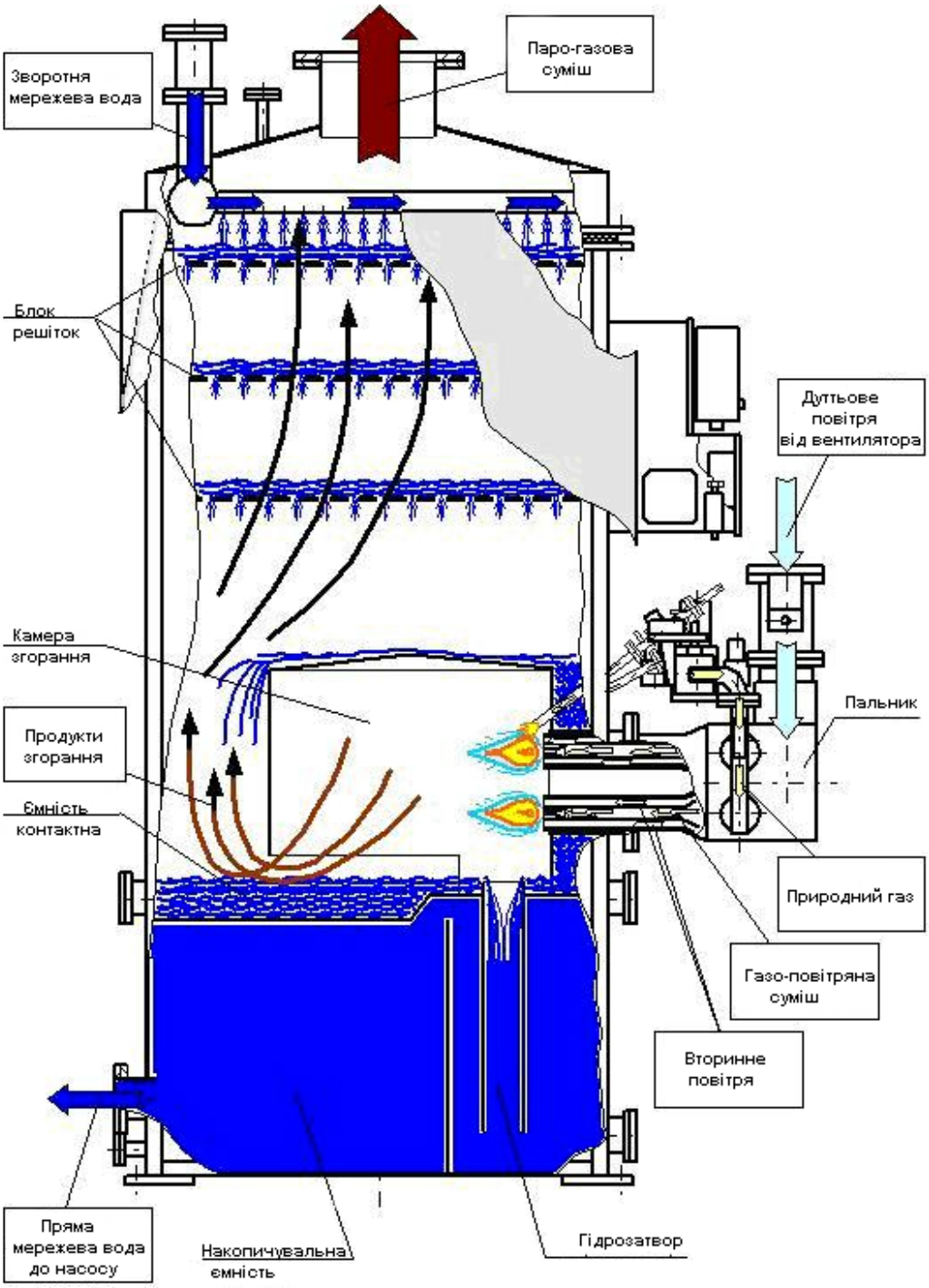


Рисунок 4.1 – Контактний водонагрівач

Контактний водонагрівач (КВН) призначений для роботи в автономних теплових мережах в якості теплогенеруючого пристрою. КВН являє собою

теплообмінний апарат проточного типу, нагрівання води в якому здійснюється при її безпосередньому контакті з продуктами згорання палива (природного газу).

Контактний водонагрівач складається з нагрівальної камери, на якій встановлені масообмінна колона, і газового пальника. У середині теплообмінної колони розташовані троє ґрат барботажного типу. У нагрівальній камері розташований направляючий лист.

Процес горіння і нагріву води в контактному водонагрівачі протікає таким чином. Зворотна вода з тепломережі з температурою плюс 40 °С надходить у верхню частину массообмінної колони на барботажні ґрати, де відбувається її рівномірний розподіл по перетину колони і контакт з продуктами згорання, що виходять з установки. Пройшовши через переливні труби барботажних ґрат, вода поступає в тепломасообмінну колону і опускається по ній вниз, нагріваючись при цьому за рахунок безпосереднього контакту з продуктами згоряння. Нагріта до температури 75–78 °С вода поступає у вихлопний патрубок занурювального пальника. У зоні дії занурювального пальника вода догрівається до температури 85 °С за рахунок безпосереднього контакту з високотемпературними продуктами згоряння палива і самопливом виходить з установки в колектор, звідки подається циркуляційними насосами в теплову мережу.

Продукти згоряння по кільцевому каналу, утвореному стінками нагрівальної камери, поступають в масообмінну колону і піднімаються по ній вгору, охолоджуючись за рахунок безпосереднього контакту з циркуляційною водою. Кінцеве охолоджування продуктів згоряння до температури плюс 45–50 °С відбувається на барботажній тарілці. Охолоджені продукти згоряння виводяться з установки через вихлопний патрубок і направляються в трубопровід парогазової суміші.

За рахунок високої ефективності процесів контактного теплообміну в апараті малих габаритів вдається забезпечити якісне охолоджування димових газів і їх низьку температуру на виході з апарату. При цьому досягається високий коефіцієнт використання теплоти палива, що згоріло. У контактних

апаратах легко досягнути того, щоб димові гази, що йдуть з них, мали температуру нижче, ніж температура "точки роси". При цьому відбувається часткова конденсація водяної пари, що утворилася за рахунок окислення водню палива, і виділяється значна кількість теплоти. За рахунок цього коефіцієнт корисної дії контактних водонагрівачів, розрахований за нижчою теплотворною здатностю палива, може перевищити 100 %. Крім того, сконденсована волога залишається в контурі і компенсує втрати тепломережі.

Відсутність теплообмінних поверхонь дозволяє повністю відмовитися від хімводоочистки, що істотно спрощує і здешевлює експлуатацію контактних установок.

На проточні водонагрівачі не поширюються Правила котлонагляду ("Правила будови та безпечної експлуатації водогрійних котлів та водопідігрівачів з температурою нагріву води не вище 115 °С. ДНАОП 0. 00.-1.26-96).

Водонагрівачі комплектуються системою автоматичного управління і виконавчих механізмів, які забезпечують автоматичний пуск і зупинку, автоматичне регулювання потужності в широкому діапазоні, безпечну експлуатацію водонагрівача і виконання сервісних функцій, що забезпечують додаткову економію палива.

Низька концентрація шкідливих викидів в димових газах і мала питома витрата палива на КВН дозволяє істотно поліпшити екологічні показники роботи котелень в порівнянні з котлами традиційної конструкції. КВН характеризуються широким діапазоном регулювання потужності при збереженні ККД, що дозволяє погоджувати кількість вироблюваної теплової енергії з реальним теплоспоживанням, чим забезпечується додаткова економія палива.

Для контактного водонагрівача КВН-2,9Гс технічні характеристики наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики контактного водонагрівача КВН-2,9Гс

Характеристика	КВН-2,9Гс

Номінальна теплопродуктивність, МВт	2,9
Коефіцієнт корисної дії розрахований по: - нижчій теплотворній здатності, % - вищій теплотворній здатності, %	 102 92
Температура відпрацьованих димових газів, °С, не більше	60
Тиск повітря перед пальником, кПа, не більше	4,0
Тиск газу перед пальником, кПа, не більше	25
Тиск газу перед блоком клапанів при номінальній продуктивності, кПа, в межах	25…40
Витрата повітря при номінальній продуктивності, $м^3$/год, не більше	4350
Витрата газу при номінальній продуктивності, $нм^3$/год, не більше	300±6,0
Діапазон регулювання теплопродуктивності, кВт	725...3045
Питома витрата умовного палива, кг/(МВт·год)	121
Концентрація шкідливих викидів: NO_2 мг/$м^3$, не більше CO, мг/$м^3$, не більше	 120 80
Витрата теплоносія у водонагрівачі, $м^3$/год, в межах	63...90
Коефіцієнт надлишку повітря, в межах	1,25 – 1,45
Тиск у водонагрівачі	атмосферний
Температура огороджувальних поверхонь,°С, не більше	45
Маса водонагрівача в неробочому стані, кг, не більше	1800
Місткість водонагрівача в робочому стані, $м^3$, не більше	2,2

5 ВИБІР ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Вибір теплообмінних апаратів здійснюється за навантаженнями на систему опалення та ГВП. Для гарячого водопостачання здійснимо розрахунок окремого теплообмінного апарату, який буде працювати в зимовий і в літній періоди. Таким чином маємо розподіл навантажень на теплообмінники: для опалення теплове навантаження на один теплообмінник складає 3350 кВт, на ГВП – 1900 кВт.

Розразунок виконано за методикою, наведеною в [19].

5.1 Підігрівач системи опалення

5.1.1 Вихідні дані згідно з завданням на проектування

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_0 = 6700$ êÂò;

- температура води у прямому трубопроводі $t_{\text{ï ðÿì .1}} = 85$ °C;

- температура води у зворотньому трубопроводі $t_{\text{çâî ð.1}} = 55$ °Ñ;

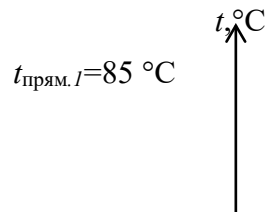
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення $t_{\text{ï ðÿì .2}} = 75$ °Ñ;

- температура води у зворотньому трубопроводі системи опалення $t_{\text{çâî ð.2}} = 48$ °Ñ.

5.1.2 Тепловий розрахунок

5.1.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

Розрахунок середньологарифмічної різниці температур пояснює рис. 5.1



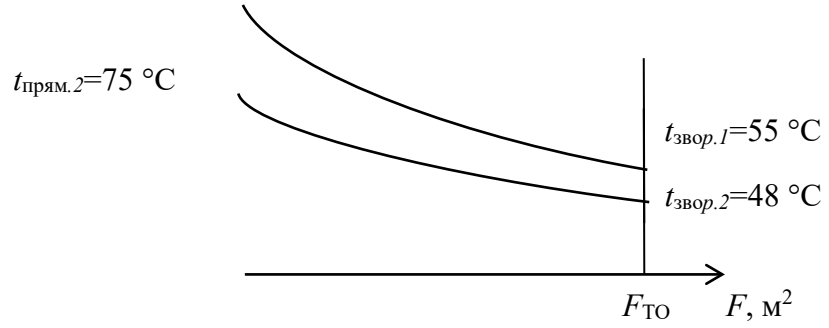


Рисунок 5.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \tag{5.1}$$

- більша різниця температур:

$$\Delta t_б = t_{прям.1} - t_{прям.2} \ , \tag{5.2}$$

$$\Delta t_б = 85 - 75 = 10 \ °С$$

- менша різниця температур:

$$\Delta t_м = t_{звор.1} - t_{звор.2}, \tag{5.3}$$

$$\Delta t_м = 55 - 48 = 7 \ °С$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{10 - 7}{\ln \frac{10}{7}} = 8,4 \ °С.$$

5.1.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника:

Вода зі сторони центральної мережі

$$t_{сд1} = \frac{t_{под1} + t_{зв1}}{2}, \tag{5.4}$$

$$t_{сд1} = \frac{85 + 55}{2} = 70 \ °С$$

За $t_{сд1} = 70$ °С знаходимо теплофізичні параметри [5]:

$\rho_1 = 977,8 \ \frac{кг}{м^3}$; Pr_1=2,55; $\nu_1 = 0,415 \cdot 10^{-6} \ \frac{м^2}{с}$; $\lambda_1 = 66,8 \cdot 10^{-2} \ \frac{Вт}{м \cdot К}$.

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{\text{ñð}2} = \frac{t_{\text{ï ðÿì }2} + t_{\text{çâî ð}2}}{2}, \tag{5.5}$$

$$t_{\text{ñð}2} = \frac{75+48}{2} = 61,5 \ \text{î Ñ}$$

За $t_{\text{ñð}2} = 61,5$ °C знаходимо теплофізичні параметри [5]:

$\rho_2 = 982,39 \ \frac{\text{êã}}{\text{ì}^3}$; Pr_2=2,92; $\nu_2 = 0,469 \cdot 10^{-6} \ \frac{\text{ì}^2}{\text{ñ}}$; $\lambda_2 = 66,035 \cdot 10^{-2} \ \frac{\text{Âò}}{\text{ì} \times \text{Ê}}$.

Температура стінки

$$t_{\text{ñ}} = \frac{t_{\text{ñð}1} + t_{\text{ñð}2}}{2}, \tag{5.6}$$

$$t_{\text{ñ}} = \frac{70+61,5}{2} = 65,75 \ \text{°Ñ}$$

За $t_{\text{ñ}} = 65,75$ °C знаходимо теплофізичні параметри Pr_c=2,73; [3]

5.1.2.3 Витрати води у теплообміннику

$$G_{\text{î ï }1} = \frac{Q_0}{c_{\text{p}}\left(t_{\text{ï ðÿì .1}} - t_{\text{çâî ð.1}}\right)}, \tag{5.7}$$

$$G_{\text{î ï }1} = \frac{3350}{4,187 \cdot (85-55)} = 26,7 \ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}},$$

$$G_{\text{î ï }2} = \frac{Q_0}{c_{\text{p}}\left(t_{\text{ï ðÿì .2}} - t_{\text{çâî ð.2}}\right)}, \tag{5.8}$$

$$G_{\text{î ï }2} = \frac{3350}{4,187 \cdot (75-48)} = 29,6 \ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}};$$

Для теплообмінного апарату технічні характеристики пластин [19] наведені в табл. 5.1

Таблиця 5.1 - Технічна характеристика пластин

Показник	Значення
1	2
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^{\text{т}}$, мм	1380×550×1
Поверхня теплообміну $F_{\text{пл}}$, м^2	1,19

Продовження таблиці 5.1

1	2
Вага (маса) *m,* кг	9,8
Щілинні канали	
Крок гофрів *s,* мм	20,8
Висота гофрів *h,* мм	5
Кількість гофрів $n_г$, шт.	48
Еквівалентний діаметр каналу d_e, м	0,0096
Площа перерізу каналу $f_{ïë}$, ì^2	0,0012
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_ш$, мм	150
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ñò}$, $\frac{Âò}{ì \cdot °Ñ}$	22
Гідравлічний коефіцієнт *c*	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$, м	1,0

5.1.2.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі приймаємо рівним $z_1 = 120$.

Тоді, відповідно, зі сторони місцевої мережі $z_2 = z_1 = 120$ [19];

$$W_1 = \frac{G_{ïï1}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \tag{5.9}$$

$$W_1 = \frac{26,7}{120 \cdot 0,0012 \cdot 977,8} = 0,19 \ \frac{ì}{ñ}.$$

$$W_2 = \frac{G_{ïï2}}{z_2 \cdot f \cdot \rho_2}, \tag{5.10}$$

$$W_2 = \frac{29,6}{120 \cdot 0,0012 \cdot 982,39} = 0,209 \ \frac{ì}{ñ}.$$

5.1.2.5 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \mathrm{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_1}{\mathrm{Pr}_c} \right)^{0,25}, \tag{5.11}$$

$$A_1 = 0,1 \frac{66,8 \cdot 10^{-2}}{\left(0,415 \cdot 10^{-6}\right)^{0,73}} 2,55^{0,43} \left(\frac{2,55}{2,73} \right)^{0,25} = 4477$$

$$A_2 = 0{,}1\frac{\lambda_2}{\nu_2^{0{,}73}}\mathrm{Pr}_2^{0{,}43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_2}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0{,}25}, \qquad (5.12)$$

$$A_2 = 0{,}1\frac{66{,}035\cdot10^{-2}}{\left(0{,}469\cdot10^{-6}\right)^{0{,}73}}2{,}92^{0{,}43}\left(\frac{2{,}92}{2{,}73}\right)^{0{,}25} = 4439$$

5.1.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = A_1\frac{W_1^{0{,}73}}{d_e^{0{,}27}}, \qquad (5.13)$$

$$\alpha_1 = 4477\frac{0{,}19^{0{,}73}}{0{,}0096^{0{,}27}} = 4669 \ \frac{\text{Âò}}{\text{ì}^2\times°\text{C}}.$$

$$\alpha_2 = A_2\frac{W_2^{0{,}73}}{d_e^{0{,}27}} \qquad (5.14)$$

$$\alpha_2 = 4439\frac{0{,}209^{0{,}73}}{0{,}0096^{0{,}27}} = 4963 \ \frac{\text{Âò}}{\text{ì}^2\times°\text{C}}.$$

5.1.2.7 Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2}+\frac{\delta_{\text{ñò}}}{\lambda_{\text{ñò}}}+R_ç}, \qquad (5.15)$$

де β_1=0,92…0,95 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі [5]; приймаємо β_1=0,93,

$R_з$ – термічний опір забрудненого шару, приймаємо $R_з$=0,0002 $\frac{\text{ì}^2\times°\tilde{\text{N}}}{\text{Âò}}$,

$$k = \frac{0{,}93}{\frac{1}{4669}+\frac{1}{4963}+\frac{0{,}001}{22}+0{,}0002} = 1407 \ \frac{\text{Âò}}{\text{ì}^2\times°\text{C}}$$

5.1.2.8 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_0}{k\Delta t}, \qquad (5.16)$$

$$F = \frac{3350\cdot10^3}{1407\cdot8{,}4} = 283{,}4 \ \text{ì}^2$$

5.1.2.9 Кількість пластин підігрівача

$$z_{ïë} = \frac{F}{F_{ïë}}, \tag{5.17}$$

$$z_{ïë} = \frac{283,4}{1,19} \approx 240 \text{ ø ò.}$$

5.1.2.10 Кількість ходів у теплообміннику

$$\tilde{o} = \frac{z_{ïë} - 1}{z_1 + z_2}, \tag{5.18}$$

$$\tilde{o} = \frac{240 - 1}{120 + 120} \approx 1 \text{ õ³ä}$$

5.1.2.11 Загальна кількість пластин

$$z_{ïë} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \tag{5.19}$$

$$z_{ïë} = 1 \cdot 120 + 1 \cdot 120 + 1 = 241 \text{ ø ò.}$$

5.1.2.12 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{ïë} z_{ïë}, \tag{5.20}$$

$$F_1 = 1,19 \cdot 241 = 286,79 \text{ ì}^2.$$

5.1.3 Гідравлічний розрахунок

5.1.3.1 Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 d_{å}}{\nu_1}, \tag{5.21}$$

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{0,19 \cdot 0,0096}{0,415 \cdot 10^{-6}} = 4395$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 d_{å}}{\nu_2}, \tag{5.22}$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{0,209 \cdot 0,0096}{0,469 \cdot 10^{-6}} = 4278$$

5.1.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{\tilde{n}}{\mathrm{Re}_1^{0,25}}, \tag{5.23}$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{4395^{0,25}} = 1,84$$

$$\lambda_2 = \frac{\tilde{n}}{\mathrm{Re}_2^{0,25}}, \tag{5.24}$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{4278^{0,25}} = 1,85$$

5.1.3.3 Втрата тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{ïð}}{d_{ê}} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \qquad (5.25)$$

$$\Delta P_1 = 1,84 \cdot \frac{1}{0,0096} \cdot \frac{1 \cdot 977,8 \cdot 0,19^2}{2} = 3383 \ \text{Ï à};$$

5.1.3.4 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{ïð}}{d_{ê}} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \qquad (5.26)$$

$$\Delta P_2 = 1,85 \frac{1}{0,0096} \cdot \frac{1 \cdot 982,39 \cdot 0,209^2}{2} = 4135 \ \text{Ï à};$$

5.1.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1,5 \frac{ì}{ñ}$;

5.1.4.1 Патрубок мережної води

$$D_{ïï1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ïï1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \qquad (5.27)$$

$$D_{ïï1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26,7}{\pi \cdot 977,8 \cdot 1,5}} = 0,152 \ \text{м};$$

За ГОСТ 8731-87 приймаємо стальний безшовний гарячодеформований патрубок внутрішнім діаметром 155 мм.

5.1.4.2 Патрубок внутрішньої системі опалення

$$D_{ïï2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ïï2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \qquad (5.28)$$

$$D_{ïï2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 29,6}{\pi \cdot 982,39 \cdot 1,5}} = 0,16 \ \text{м};$$

За ГОСТ 8731-87 приймаємо стальний безшовний гарячодеформований патрубок внутрішнім діаметром 160 мм.

Одержані характеристики теплообмінного апарату для системи опалення наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 - Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування величин	Одиниці величин	Значення величин
Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Âò}{ì^2 °C}$	1407
Загальна поверхня теплообміну	$м^2$	287
Втрата тиску з мережної сторони	Па	3383
Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	4135
Кількість ходів	шт	1
Кількість пластин	шт	241
Діаметр патрубка мережної води	мм	155
Діаметр патрубка внутрішньої системи опалення	мм	160

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 5.2

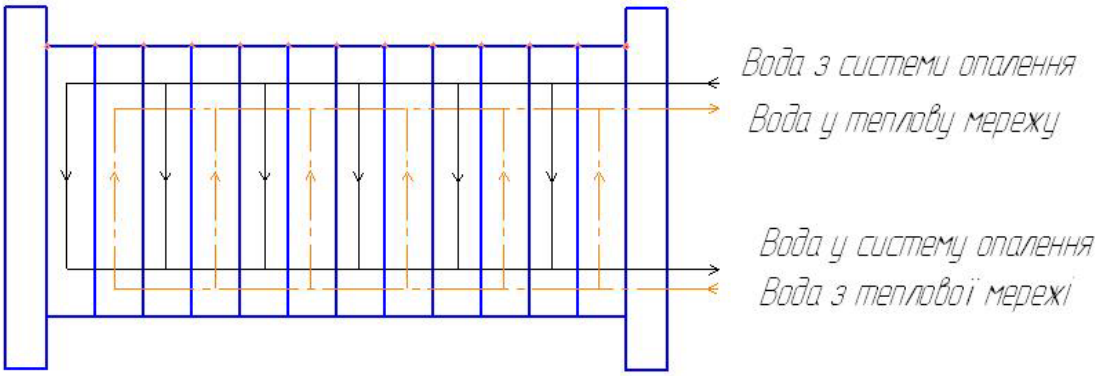


Рисунок 5.2 - Принципова схема теплообмінника системи опалення

На основі проведених розрахунків обираю два одноходових пластинчастих теплообмінники з площею поверхні теплообміну кожного 287 м^2, кількістю пластин 241.

5.2 Підігрівач системи гарячого водопостачання

5.2.1 Вихідні дані згідно з завданням на проектування:

- загальне максимальне теплове навантаження на ГВП $Q_{ãâï} = 1900$ êÂò;
- температура води у прямому трубопроводі $t_{ï ðyì .1} = 85$ °Ñ;
- температура води у зворотньому трубопроводі $t_{çâî ð.1} = 55$ °Ñ;
- температура води у прямому трубопроводі системи ГВП $t_{ï ðyì .2} = 75$ °Ñ;
- температура води у зворотньому трубопроводі системи ГВП $t_{çâî ð.2} = 48$ °Ñ.

5.2.2 Тепловий розрахунок

5.2.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

Розрахунок середньо логарифмічної різниці температур пояснює рис. 5.3

t,°C

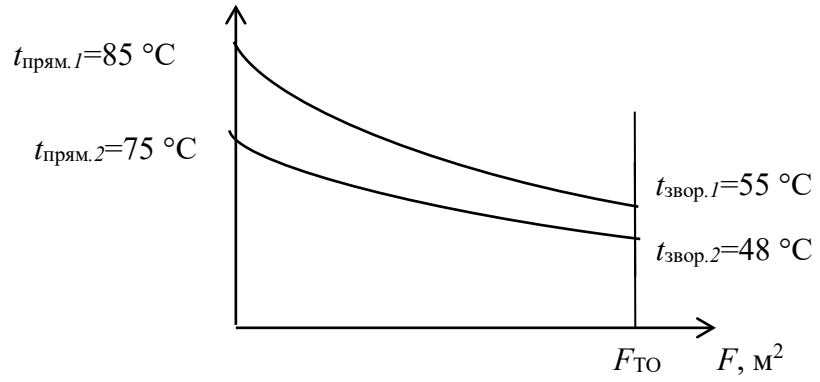


Рисунок 5.3 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \tag{5.29}$$

- більша різниця температур:

$$\Delta t_б = t_{гр.1} - t_{гр.2} \ , \tag{5.30}$$

$$\Delta t_б = 85 - 75 = 10 \ °С.$$

- менша різниця температур:

$$\Delta t_м = t_{зв.1} - t_{зв.2}, \tag{5.31}$$

$$\Delta t_м = 55 - 48 = 7 \ °С$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{10 - 7}{\ln \frac{10}{7}} = 8,4 \ °С.$$

5.2.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у пластинах теплообмінника:

Вода зі сторони центральної мережі

$$t_{сд1} = \frac{t_{гр.1} + t_{зв.1}}{2}, \tag{5.32}$$

$$t_{сд1} = \frac{85 + 55}{2} = 70 \ °С$$

За $t_{сд1} = 70 \ °С$ знаходимо теплофізичні параметри [5]:

$\rho_1 = 977,8 \ \frac{кг}{м^3}$; Pr_1=2,55; $\nu_1 = 0,415 \cdot 10^{-6} \ \frac{м^2}{с}$; $\lambda_1 = 66,8 \cdot 10^{-2} \ \frac{Вт}{м \cdot К}$.

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{\text{ñð}2} = \frac{t_{\text{ï ðÿì }2} + t_{\text{çâî ð}2}}{2}, \tag{5.33}$$

$$t_{\text{ñð}2} = \frac{75+48}{2} = 61{,}5\ ^\circ\text{Ñ}$$

За $t_{\text{ñð}2} = 61{,}5\ ^\circ\text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [5]:

$\rho_2 = 982{,}39\ \frac{\text{êã}}{\text{ì}^3}$; Pr_2=2,92; $\nu_2 = 0{,}469 \cdot 10^{-6}\ \frac{\text{ì}^2}{\text{ñ}}$; $\lambda_2 = 66{,}035 \cdot 10^{-2}\ \frac{\text{Âò}}{\text{ì}\times\text{Ê}}$.

Температура стінки

$$t_{\text{ñ}} = \frac{t_{\text{ñð}1} + t_{\text{ñð}2}}{2}, \tag{5.34}$$

$$t_{\text{ñ}} = \frac{70+61{,}5}{2} = 65{,}75\ ^\circ\text{Ñ}$$

За $t_{\text{ñ}} = 65{,}75\ ^\circ\text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри Pr_c=2,73; [5]

5.2.2.3 Витрати води у теплообміннику

$$G_{\text{ãâï }1} = \frac{Q_{\text{ãâï}}}{c_{\text{p}}\left(t_{\text{ï ðÿì .1}} - t_{\text{çâî ð.1}}\right)}, \tag{5.35}$$

$$G_{\text{ãâï }1} = \frac{1900}{4{,}187 \cdot (85-55)} = 15{,}13\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}},$$

$$G_{\text{ãâï }2} = \frac{Q_{\text{ãâï}}}{c_{\text{p}}\left(t_{\text{ï ðÿì .2}} - t_{\text{çâî ð.2}}\right)}, \tag{5.36}$$

$$G_{\text{ãâï }2} = \frac{1900}{4{,}187 \cdot (75-48)} = 16{,}8\ \frac{\text{êã}}{\text{ñ}};$$

Для теплообмінного апарату технічні характеристики пластин наведені в табл. 5.1.

5.2.2.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі приймаємо рівною $z_1 = 70$.

Тоді, відповідно, зі сторони місцевої мережі $z_2 = z_1 = 70$ [19];

$$W_1 = \frac{G_{\text{ãâï }1}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \tag{5.37}$$

$$W_1 = \frac{15{,}13}{70 \cdot 0{,}0012 \cdot 977{,}8} = 0{,}184\ \frac{\text{ì}}{\text{ñ}}$$

$$W_2 = \frac{G_{\text{ãâï }2}}{z_2 \cdot f \cdot \rho_2}, \tag{5.38}$$

$$W_2 = \frac{16,8}{70 \cdot 0,0012 \cdot 982,39} = 0,204 \ \frac{\text{ì}}{\text{ñ}}$$

5.2.2.5 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \mathrm{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_1}{\mathrm{Pr}_c} \right)^{0,25}, \tag{5.39}$$

$$A_1 = 0,1 \frac{66,8 \cdot 10^{-2}}{\left(0,415 \cdot 10^{-6}\right)^{0,73}} 2,55^{0,43} \left(\frac{2,55}{2,73} \right)^{0,25} = 4477$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \mathrm{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_2}{\mathrm{Pr}_c} \right)^{0,25}, \tag{5.40}$$

$$A_2 = 0,1 \frac{66,035 \cdot 10^{-2}}{\left(0,469 \cdot 10^{-6}\right)^{0,73}} 2,92^{0,43} \left(\frac{2,92}{2,73} \right)^{0,25} = 4439$$

5.2.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \tag{5.41}$$

$$\alpha_1 = 4477 \frac{0,184^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 4561 \ \frac{\hat{\text{A}}\text{ò}}{\text{ì}^2 \times °\text{C}}.$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}} \tag{5.42}$$

$$\alpha_2 = 4439 \frac{0,204^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 4876 \ \frac{\hat{\text{A}}\text{ò}}{\text{ì}^2 \times °\text{C}}.$$

5.2.2.7 Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ñò}}}{\lambda_{\text{ñò}}} + R_ç}, \tag{5.43}$$

де β_1=0,92…0,95 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі [5] приймаємо β_1=0,93,

$R_з$- термічний опір забрудненого шару, приймаємо $R_з$=0,0002 $\frac{\text{ì}^2 \times °\tilde{\text{N}}}{\hat{\text{A}}\text{ò}}$,

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{4561} + \frac{1}{4876} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1388 \ \frac{\hat{\text{A}}\text{ò}}{\text{ì}^2\text{C}}$$

5.2.2.8 Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_0}{k\Delta\bar{t}}, \tag{5.44}$$

$$F = \frac{1900 \cdot 10^3}{1388 \cdot 8,4} = 163 \text{ ì}^2$$

5.2.2.9 Кількість пластин підігрівача

$$z_{ïë} = \frac{F}{F_{ïë}}, \tag{5.45}$$

$$z_{ïë} = \frac{163}{1,19} \approx 138 \text{ ø ò.}$$

5.2.2.10 Кількість ходів у теплообміннику

$$õ = \frac{z_{ïë} - 1}{z_1 + z_2}, \tag{5.46}$$

$$õ = \frac{138 - 1}{70 + 70} \approx 1 \text{ õ³ä}$$

5.2.2.11 Загальна кількість пластин

$$z_{ïë} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \tag{5.47}$$

$$z_{ïë} = 1 \cdot 70 + 1 \cdot 70 + 1 = 141 \text{ ø ò.}$$

5.2.2.12 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{ïë} z_{ïë}, \tag{5.48}$$

$$F_1 = 1,19 \cdot 141 = 167,8 \text{ ì}^2.$$

5.2.3 Гідравлічний розрахунок

5.2.3.1 Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 d_å}{\nu_1}, \tag{5.49}$$

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{0,184 \cdot 0,0096}{0,415 \cdot 10^{-6}} = 4256$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 d_å}{\nu_2}, \tag{5.50}$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{0,204 \cdot 0,0096}{0,469 \cdot 10^{-6}} = 4176$$

5.2.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{\tilde{n}}{\mathrm{Re}_1^{0,25}}, \tag{5.51}$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{4256^{0,25}} = 1,86$$

$$\lambda_2 = \frac{\tilde{n}}{\mathrm{Re}_2^{0,25}}, \tag{5.52}$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{4176^{0,25}} = 1,87$$

5.2.3.3 Втрата тиску у каналах з мережної сторони

$$\Delta Ð_1 = \lambda_1 \frac{L_{ï ð}}{d_{â}} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \tag{5.53}$$

$$\Delta Ð_1 = 1,86 \cdot \frac{1}{0,0096} \cdot \frac{1 \cdot 977,8 \cdot 0,184^2}{2} = 3207 \ \ Ï à;$$

5.2.3.4 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta Ð_2 = \lambda_2 \frac{L_{ï ð}}{d_{â}} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \tag{5.54}$$

$$\Delta Ð_2 = 1,87 \frac{1}{0,0096} \cdot \frac{1 \cdot 982,39 \cdot 0,204^2}{2} = 3982 \ \ Ï à;$$

5.2.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1,5 \ \frac{ì}{ñ}$;

5.2.4.1 Патрубок мережної води

$$D_{ãâï\ 1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ãâï\ 1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \tag{5.55}$$

$$D_{ãâï\ 1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,13}{\pi \cdot 977,8 \cdot 1,5}} = 0,115 \ \text{м};$$

За ГОСТ 8731-87 приймаємо стальний безшовний гарячодеформований патрубок внутрішнім діаметром 120 мм.

5.2.4.2 Патрубок внутрішньої системи ГВП

$$D_{ãâï\ 2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ãâï\ 2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \tag{5.56}$$

$$D_{âàï\,2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20,6}{\pi \cdot 982,39 \cdot 1,5}} = 0,121 \text{ м};$$

За ГОСТ 8731-87 приймаємо стальний безшовний гарячодеформований патрубок внутрішнім діаметром 125 мм.

Одержані характеристики теплообмінного апарату для системи опалення наведено в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 - Характеристики теплообмінника системи ГВП

Найменування величин	Одиниці величин	Значення величин
Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Âò}{ì^2 °C}$	1388
Загальна поверхня теплообміну	м^2	168
Втрата тиску з мережної сторони	Па	3207
Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	3982
Кількість ходів	шт	1
Кількість пластин	шт	141
Діаметр патрубка мережної води	мм	120
Діаметр патрубка внутрішньої системи ГВП	мм	125

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 5.4

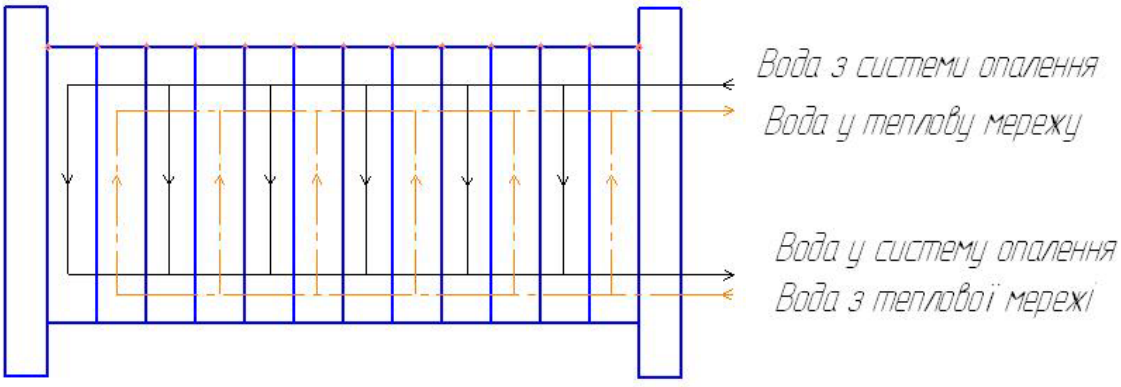


Рисунок 5.4 - Принципова схема теплообмінника системи ГВП

На основі проведених розрахунків обираю одноходовий пластинчастий теплообмінник з площею поверхні теплообміну 168 м^2, кількістю пластин 141.

6 РОЗРАХУНОК ДИМОВОЇ ТРУБИ

Призначення димової труби котельны полягає в створенні природної тяги, виведенні і ефективному розсіюванні в атмосфері газоподібних продуктів згорання палива до меж, які допускаються санітарними нормами.

6.1 Розрахунок газового тракту

Розрахунок виконано за методикою, наведеною в [21].

Принципова схема газового тракту показана на рис. 6.1

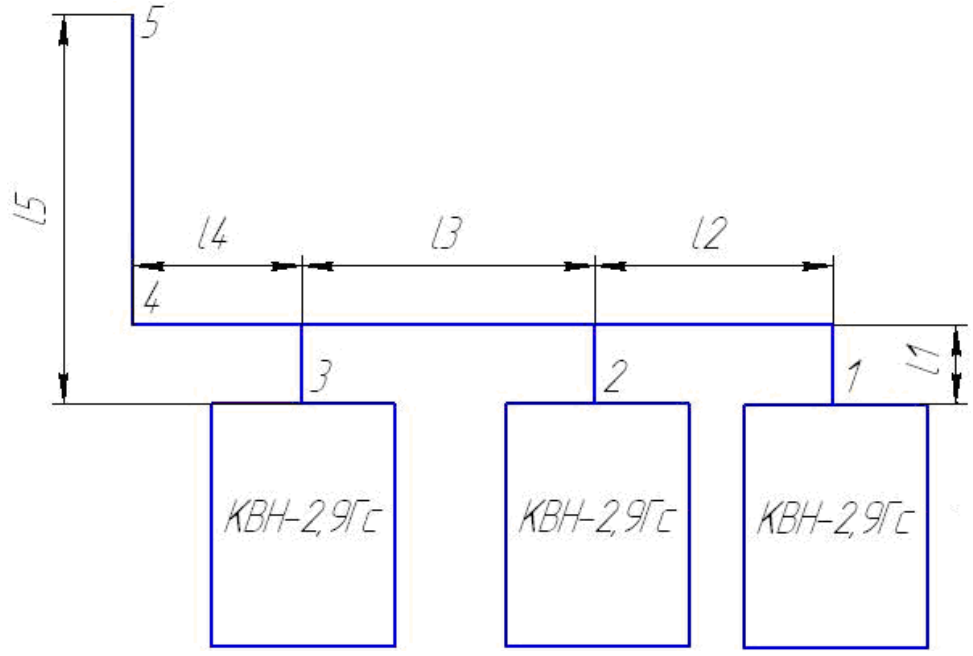


Рисунок 6.1 – Схема газового тракту

Початкові дані:

- кількість контактних водонагрівачів $n_к$=3 шт;
- витрата палива через один водонагрівач $B_p = 0,083$ $\frac{м^3}{с}$.
- температура продуктів згорання на виході з водонагрівачів $t_{ГАЗ} = 60°С$;
- об'єм димових газів $V_Г$ = 10,8 м^3/м^3;
- об'єм повітря $V_В$ = 9,89 м^3/м^3.

Дійсна витрата димових газів;

$$V = (V_г^0 + (\alpha - 1) \cdot V_п^0) \cdot А_р \cdot \frac{(273 + t_{вид})}{273} \qquad (6.1)$$

$$V = (10,8 + (1,3 - 1) \cdot 9,89) \cdot 0,083 \cdot \frac{(273 + 60)}{273} = 1,394 \ \frac{м^3}{с}$$

Приймемо за контактними водонагрівачами газохід круглого перерізу з внутрішнім діаметром $d_{âí} = 450$ ì ì .

Площа поперечного перерізу:

$$F = \frac{\pi \cdot d_{âí}^2}{4} \tag{6.2}$$

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}45^2}{4} = 0{,}159 \text{ ì ì}$$

Густина і кінематична в'язкість продуктів згоряння при температурі $t_{Ï ÃÑ} = 60$ °Ñ відповідно $\rho = 1{,}088$ кг/м^3 і $\nu = 17{,}8 \cdot 10^{-6}$ м^2/с [5].

Розглянемо ділянку 1-4 (від вихідного патрубка контактного водонагрівача до місця з'єднання газоходу з димовою трубою).

Швидкість руху продуктів згорання:

$$w_{1-4} = \frac{V}{F}; \tag{6.3}$$

$$w_{1-4} = \frac{1{,}394}{0{,}159} = 8{,}77 \ \frac{\text{ì}}{\text{ñ}}$$

Число Рейнольдса для газового потоку:

$$\mathrm{Re}_{1-4} = \frac{w_{1-4} \cdot d_{âí}}{\nu}; \tag{6.4}$$

$$\mathrm{Re}_{1-4} = \frac{8{,}77 \cdot 0{,}45}{17{,}8 \cdot 10^{-6}} = 221713$$

Отже режим руху продуктів згорання турбулентний $(\mathrm{Re} > 10^4)$.

Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda_{1-4} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\hat{E}_e}{d_{âí}} + \frac{68{,}5}{\mathrm{Re}_{1-3}} \right)^{0{,}25} \tag{6.5}$$

де $\hat{E}_å$ - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні газоходу; для сталевого газоходу $\hat{E}_å = 0{,}1$ мм.

$$\lambda_{1-4} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}001}{0{,}45} + \frac{68{,}5}{221713} \right)^{0{,}25} = 0{,}025$$

Питомий аеродинамічний опір тертя:

$$R_{1-4} = \frac{\lambda_{1-4}}{d_{âí}} \cdot \frac{\rho \cdot w_{1-4}^{\ 2}}{2} \tag{6.6}$$

$$R_{1-4} = \frac{0,025}{0,45} \cdot \frac{1,088 \cdot 8,77^2}{2} = 2,324 \ \frac{\text{Ï à}}{\text{ì}}$$

Загальна довжина ділянки 1-4:

$$L_{1-4} = 1,8 + 11,37 = 13,17 \ \text{ì}$$

Втрати тиску на місцеві опори:

$$Z_{1-4} = \Sigma\xi \cdot \frac{\rho \cdot w_{1-4}^2}{2} \qquad (6.7)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору [21].

На ділянці 1-4 присутні такі місцеві опори:

- поворот на 90° (1 шт) – $\xi_{пов}$ = 1,0;
- раптове розширення (1 шт) – $\xi_{розш}$ = 1,0.

$$Z_{1-4} = (1+1) \cdot \frac{1,088 \cdot 8,77^2}{2} = 83,68 \ \text{Ï à}$$

Тоді аеродинамічний опір ділянки 1-4:

$$\Delta P_{1-4} = R_{1-4} \cdot L_{1-4} + Z_{1-4} \qquad (6.9)$$

$$\Delta P_{1-4} = 2,324 \cdot 13,17 + 83,68 = 114,29 \ \text{Ï à}$$

Аеродинамічнйи опір для ділянок 1-4, 2-4, 3-4 буде однаковий, оскільки $L_{1-4} = L_{2-4} = L_{3-4} = 13,17$ м.

6.2 Розрахунок опору димової труби

Для видалення продуктів згорання палива передбачається сталева димова труба, з діаметром $d_{вн}$=450 мм, висота труби – H=34 м. Ізоляція димової труби – не передбачається.

Кожен контактний водонагрівач підключається до окремої димової труби.

Розраховую опір однієї димової труби.

Приймаю падіння температури димових газів по ходу димової труби

Δt=1 °С/м. Тоді температура димових газів на виході з димової труби:

$$t''_{пгс} = t'_{пгс} - \Delta t \cdot \left(H - H_{КВН}\right) \qquad (6.10)$$

де $H_{КВН}$ – висота контактного водонагрівача встановленого на рамі

$H_{КВН}$=2,8 м.

$$t''_{ã} = 60 - 1\cdot(34-2,8) = 28,8\ °Ñ$$

Середня температура продуктів згорання в димарі

$$t_{ã} = \frac{t'_{ã} + t''_{ã}}{2}$$

$$t_{ã} = \frac{60+28,8}{2} = 44,4\ °Ñ$$

Густина і кінематична в'язкість продуктів згорання при температурі $t_г$=44,4 °С відповідно ρ = 1,141 кг/м^3 і ν = 16,35 10^{-6} м^2/с [21].

Площа поперечного перерізу димової труби, м^2:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2_{âí}}{4}$$

$$F = \frac{3,14\cdot 0,45^2}{4} = 0,159\ ì^2$$

Швидкість руху продуктів згорання, м/с:

$$w = \frac{V}{F}$$

$$w = \frac{1,394}{0,159} = 8,77\ \frac{ì}{ñ}$$

Оптимальна швидкість димових газів на виході з труби вибирається з умов доцільного їх викиду на необхідну висоту (при природній тязі швидкість w = 8...15 м/с), а мінімальна швидкість – з умов неприпустимості затримки вітром продуктів згорання в трубі (задування), не повинна бути менше 3 м/с [21].

Як показують розрахунки, швидкість продуктів згорання в димарі задовольняє вказаним вище умовам.

Число Рейнольдса для газового потоку:

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d_{âí}}{\nu}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{8,77\cdot 0,45}{16,35\cdot 10^{-6}} = 241376$$

Таким чином режим руху продуктів згорання турбулентний $(\mathrm{Re} > 10^4)$.

Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\hat{E}_e}{d_{âí}} + \frac{68{,}5}{\mathrm{Re}} \right)^{0{,}25}$$

де $\hat{E}_å$ – абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні газоходу;

для сталевого газоходу $\hat{E}_å = 0{,}1$ мм.

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}001}{0{,}45} + \frac{68{,}5}{241376} \right)^{0{,}25} = 0{,}025$$

Питомий аеродинамічний опір тертя:

$$R = \frac{\lambda}{d_{âí}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

$$R = \frac{0{,}025}{0{,}45} \cdot \frac{1{,}141 \cdot 8{,}77^2}{2} = 2{,}44 \ \frac{Ï\ à}{ì}$$

Місцеві опори в димовій трубі відсутні, тож аеродинамічний опір димової труби:

$$\Delta Ð_{â.òð} = \mathrm{R} \cdot \left(Í - Í_{\ êâí} \right) + Z$$

$$\Delta Ð_{â.òð} = 2{,}44 \cdot \left(34 - 2{,}8 \right) + 0 = 76{,}128 \ Ï\ à$$

Загальний аеродинамічний опір газового тракту з димовою трубою

$$\Delta Ð_{çàãàë.} = \Delta Ð_{1-4} + \Delta Ð_{â.òð.} \qquad (6.11)$$

$$\Delta Ð_{çàãàë.} = 114{,}29 + 76{,}128 = 190{,}418 \ Ï\ à$$

6.3 Самотяга димової труби

Розрахунок виконано за методикою, наведеною в [13].

Самотяга димової труби визначається за формулою:

$$S = H \cdot \left(\rho_â \cdot \frac{273}{273 + t_â} - \rho_ã \cdot \frac{273}{273 + t_ã} \right) \cdot \frac{\hat{A}}{760} \qquad (6.12)$$

де tв – середня температура зовнішнього повітря в літній період, $t_B = 25{,}8$ °С [5];

$t_{\hat{A}}$ – середня температура продуктів згорання, °С;

$\rho_в$ – густина атмосферного повітря при середній температурі зовнішнього повітря, $\rho_в$ =1,182 кг/м^3 [5];

$\rho_г$ – густина продуктів згорання при температурі $t_{пгс}$ =40 °С, $\rho_г$ =1,157 кг/м^3 [5];

B – барометричний тиск, B=745 мм вод.ст.

$$S = 34 \cdot \left(1{,}182 \cdot \frac{273}{273 + 25{,}8} - 1{,}157 \cdot \frac{273}{273 + 44{,}4} \right) \cdot \frac{745}{760} = 3{,}56 \ \frac{\text{êãñ}}{\text{ì}^2} = 35{,}6 \text{ Па}$$

7 ВИБІР ТЯГО-ДУТТЬОВИХ ПРИСТРОЇВ ТА НАСОСІВ

7.1 Вибір вентиляторів

Для котельних агрегатів тепловою потужністю не менше 1,163 МВт рекомендується встановлювати індивідуальні вентилятори. Вентилятори вибирають по заводських характеристиках залежно від напору, що розвивається, і об'ємної подачі при густині переміщуваного середовища, яка відповідає температурі 20 °С для вентиляторів, і атмосферному тиску 101325 Па.

Розрахунок виконано за методикою, наведеною в [13]

Подача дуттьових вентиляторів:

$$Q_{â} = \alpha \hat{E} \hat{A}_{ð} V_{Á}^{0} \frac{t_{Á} + 273}{273}, \qquad (7.1)$$

де K – коефіцієнт запасу [13], K=1,05;

$B_р$ – розрахункова витрата палива (для КВН-2,9Гс $B_р$ = 300 м^3/год);

$V_{\hat{A}}^{0}$ – теоретично необхідний об'єм повітря для згорання 1 кг палива, для природного газу приймаємо $V_{\hat{A}}^{0}$ = 9,89 м^3/м^3 [13];

t_B – температура повітря у вентиляторі t_B=25,8 °С (для м. Олександрія в теплий період року – за параметром А);

$P_Н$, $P_Б$ – відповідно нормальний і барометричний тиск повітря:

$P_Н$ = 101325 Па,

$P_Б$ = 99330 Па;

α – коефіцієнт надлишку повітря, залежить від типу палива; для газу α=1,3.

$$Q_{â} = 1,3 \cdot 1,05 \cdot 300 \cdot 9,89 \cdot \frac{25,8 + 273}{273} = 3968 \text{ м}^3/\text{год};$$

Напір вентилятора визначається за сумарним опором газоповітряного тракту всіх елементів контактного водонагрівача з коефіцієнтом запасу 1.1:

$$H_{â} = 1,1\left(\Delta P_{êâí} + \Delta P_{çàãàë}\right) \qquad (7.2)$$

де $\Delta P_{загал}$ – загальний аеродинамічний опір однієї димової труби, $\Delta P_{загал}$ = 190,418 Па;

Для вибору машин по каталогах розрахунковий повний тиск приводять до умов їх характеристик, тобто визначають зведений розрахунковий тиск: для КВН-2,9 $\Delta P_{\text{квн}}$ =2000 Па;

Таким чином, для контактного водонагрівача КВН-2,9Гс

$$H_{\text{êâí}} = 1{,}1 \cdot (2000 + 190{,}418) = 2409 \text{ Ï à}$$

Для кожного контактного водонагрівача вибираємо:

- вентилятор РСС-40/40, подача 4000 м^3/год, H=4000 Па, η=0,83
- електродвигун 4А-112М4-У3, потужністю 11,0 кВт, n=2940 хв$^{-1}$.

7.2 Вибір насосного обладнання

7.2.1 Вибір мережевого насосу 1-го контуру

Виконано за методикою, наведеною в [27].

Ці насоси призначені для забезпечення циркуляції води в теплових мережах.

7.2.1.1 Визначаю подачу насоса за витратою мережної води

$$V_{\text{ì .í}} = \frac{G \cdot 3600}{\rho_{\text{â}}}, \qquad (7.3)$$

$$V_{\text{ì .í}} = \frac{53{,}34 \cdot 3600}{1000} = 192 \ \frac{\text{ì}^3}{\text{ãî ä}}$$

7.2.1.2 Напір насосу

З урахуванням гідравлічного опору трубопроводів, запірної арматури, гідравлічного опору фільтра, теплообмінників та контактних водонагрівачів необхідний напір $\acute{I} = 26$ ì âî ä.ñò.

По $V_{\text{ì .í}} = 192 \text{ ì}^3/\text{ãî ä}$ і $H = 11$ ì âî ä. ñò. вибираю два мережних насоси (один – робочий і один – резервний), типу Д 200-36а, з наступними характеристиками [27]:

подача – 230 м^3/год;

напір – 26 м вод.ст.;

потужність електродвигуна – 30 кВт;

частота обертання валу електродвигуна – 1450 об/хв.

7.2.2 Вибір мережевого насосу 2-го контуру

Подача насосу

$$V_{\text{ì .í}} = \frac{G \cdot 3600}{\rho_{\text{â}}},$$

$$V_{\text{ì .í}} = \frac{67,5 \cdot 3600}{1000} = 243 \frac{\text{ì}^3}{\text{ãî ä}}$$

З урахуванням гідравлічного опору трубопроводів, запірної арматури, гідравлічного опору фільтра, необхідний напір $\acute{I} = 41$ ì âî ä.ñò.

Вибираю два мережевих насоси (один – робочий і один – резервний), типу Д 320-50а, з наступними характеристиками [27]:

подача – 300 м^3/год;

напір – 41 м вод.ст.;

потужність електродвигуна – 55 кВт;

частота обертання валу електродвигуна – 1450 об/хв.

Індивідуальні характеристики деяких типів насосів серії Д наведена на рис. 7.1

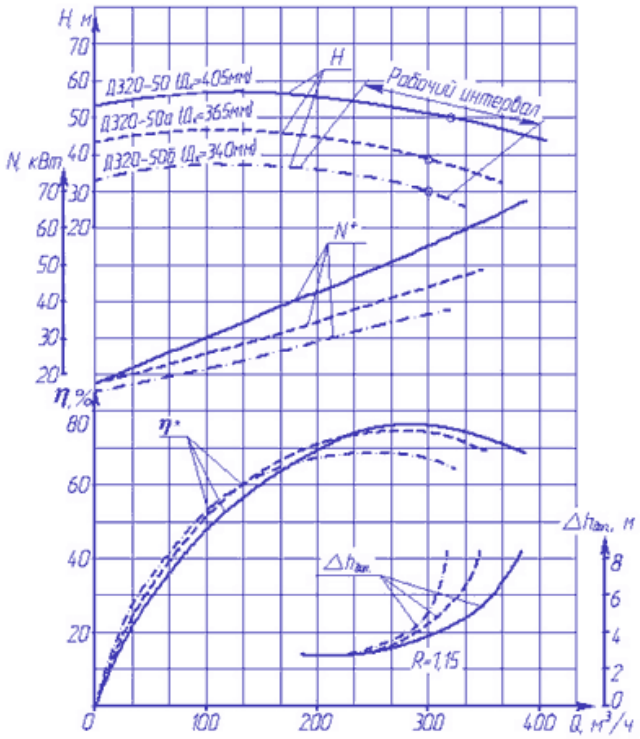


Рис. 7.1 – Індивідуальні характеристики насосів серії Д

7.2.3 Вибір циркуляційного насосу ГВП

Насоси ГВП використовуються для забезпечення циркуляції води через теплообмінний апарат системи гарячого водопостачання.

7.2.3.1 Визначаємо подачу насосу

$$V_{\text{ãâï}} = \frac{G^{\text{ë}}_{\text{ãâï}} \cdot 3600}{\rho_{\text{â}}}, \qquad (7.11)$$

$$V_{\text{ãâï}} = \frac{11,34 \cdot 3600}{1000} = 40,8 \ \frac{\text{ì}^3}{\text{ãî ä}}.$$

7.2.3.2 Напір насосу

З урахуванням гідравлічного опору трубопроводів, запірної арматури, гідравлічного опору фільтра, теплообмінника та контактного водонагрівача, необхідний напір $\acute{I} = 32$ ì âî ä.ñò.

По $V_{\text{ãâï}} = 40,8$ ì^3/ãî ä і $H_{\text{ì âð}} = 32$ ì .âî ä.ñò. вибираю циркуляційний насос типу КМ 80—65-160, з наступними характеристиками [28]:

подача – 50 м^3/год;

напір – 32 м.вод.ст;

потужність електродвигуна – 7,5 кВт;

частота обертання валу електродвигуна – 2900 об/хв.

7.2.4 Вибір насосів сирої води

Визначаю подачу насоса за витратою сирої води

$$V_{\text{ñ.â}} = \frac{G_{\text{ñ.â}} \cdot 3600}{\rho_{\text{â}}},$$

$$V_{\text{ñ.â}} = \frac{6,8 \cdot 3600}{1000} = 24,48 \ \frac{\text{ì}^3}{\text{ãî ä}}$$

З урахуванням гідравлічного опору трубопроводів, запірної арматури, гідравлічного опору фільтра, необхідний напір $\acute{I} = 32$ ì âî ä.ñò.

Вибираю два насоса сирої води (один – робочих і один – резервний), типу КМ-65-50-160, з наступними характеристиками [28]:

подача –25 м^3/год;

напір – 32 м.вод.ст;

потужність електродвигуна – 5,5 кВт;

частота обертання валу електродвигуна – 2900 об/хв.

7.2.5 Вибір насосів баку запасу холодної води

Насос баку запасу холодної води служить для підживлення системи опалення та ГВП.

З урахуванням гідравлічного опору трубопроводів, запірної арматури, гідравлічного опору фільтра, необхідний напір $Í = 32$ ì âî ä.ñò.

Обираю один насос типу КМ-65-50-160, з наступними характеристиками [28]:

подача –25 м^3/год;

напір – 32 м.вод.ст;

потужність електродвигуна – 5,5 кВт;

частота обертання валу електродвигуна – 2900 об/хв.

8 ВИБІР РОЗШИРЮВАЛЬНОГО БАКУ

Розширювальні баки застосовуються для компенсації об’єму води при зміні температури в системах опалення.

Внутрішній простір усіх елементів системи опалення заповнено водою. Об’єм води у системі опалення у процесі експлуатації змінюється: при підвищенні температури води – збільшується, при зниженні – зменшується. Зміну об’єму води компенсує розширювальний бак. Конструкція цих баків являє собою циліндричну ємність, яка розділена на дві частини мембраною: одна частина – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При нагріванні надлишковий об’єм води поступає в бак, стискуючи газ, як у баці, так і у системі в цілому. При охолодженні вода з баку під тиском зі сторони баку повертається в систему.

Для оцінки максимального об’єму теплоносія в системі, з урахуванням, що на кожен 1 кВт потужності приходиться 15 л води, помножимо максимальну теплову потужність на коефіцієнт, чисельно рівний 15 [29]:

$$V_a = Q_0 \cdot 15; \tag{8.1}$$

$$V_a = 86000 \cdot 15 = 129000 \text{ ë}$$

Середній коефіцієнт температурного розширення теплоносія (води) β_t=0,0006 [6].

Максимальний можливий тиск у розширювальному баці: $Ð_{max} = 6$ *áàð*

Робочий тиск у розширювальному баці: $Ð_{min} = 3$ *áàð*

Достатній об’єм мембранного розширювального баку рекомендується визначати за формулою [29]:

$$V_á = \frac{V_a \cdot \beta_t}{1 - \frac{P_{min}}{P_{max}}}, \tag{8.2}$$

$$V_á = \frac{12000 \cdot 0,0006}{1 - \frac{3}{6}} = 154,8 \text{ ë}.$$

Вибираю мембранний розширювальний бак Reflex N200.

9 ВОДОПІДГОТОВКА

9.1 Робота контактного водонагрівача на хімічно не очищеній воді

В контактно-поверхневих водонагрівачах можливий нагрів жорстких і артезіанських вод без попереднього пом’якшення.

При нагріві до 100 °С з води можуть випадати у вигляді накипу і шламу тільки солі карбонатної жорсткості. Некарбонатні солі випадають в осад, якщо вода перенасичена цими солями (при нагріві до температури понад 100 °С).

В контактно-поверхневих водонагрівачах спостерігається випаровування води. Кількість води, що випарувалася, по відношенню до всієї її маси складає менше 0,5%. Практично, виходячи з досвіду експлуатації, випаровування води відсутнє. Тому у вигляді накипу у водонагрівачі не можуть випадати некарбонатні солі (*CaSO* і *MgSO*). Існує лише можливість для випадання в осад солей тимчасової жорсткості, а саме карбонату кальцію (*CaCO*) і карбонату магнію (*MgCO*), а це відбувається лише у тому випадку, коли у воді утворюється недолік рівноважної вуглекислоти. Якщо створити умови, при яких із збільшенням температури води кількість вільної вуглекислоти, що міститься в ній, зростатиме, то розпад бікарбонатів буде неможливий. Величина *CO* у водонагрівачі залежатиме від температури води, що нагрівається, часу її контакту з газами, густини зрошування і жорсткості води. Практика експлуатації показує, що безнакипний режим роботи контактно-поверхневих водонагрівачів може здійснюватися при температурі води, що нагрівається, до 97 °С і карбонатній жорсткості 2-2,5 мг-екв/л. Із збільшенням карбонатної жорсткості безнакипний режим може бути одержаний тільки при зниженні кінцевої температури нагріву.

Контактно-поверхневі водонагрівачі можуть самоочищатися від накипу. Цей процес можливий, якщо поверхня камери згорання, покрита солями тимчасової жорсткості, буде безперервно омиватися водою, що містить велику кількість вуглекислоти. При цьому накип, що відклався на поверхні камери згоряння, буде поступово розчинятися у воді.

В контактно-поверхневих водонагрівачах відбувається природна деаерація води, що нагрівається. Деаерація води відбувається спочатку в контактній камері водонагрівача а потім в нижній частині корпусу водонагрівача, що має радіаційну поверхню нагріву. Рушійною силою деаерації в контактній камері є різниця парціального тиску кисню, що міститься у воді і газах. Нижня частина водонагрівача, в якій розташована камера згорання, являє собою термічний деаератор, що працює при атмосферному тиску. При подальшому нагріві води, яка контактує з радіаційною поверхнею камери згорання, парціальний тиск водяної пари над водою різко зростає, а парціальний тиск розчинених в ній газів знижується, унаслідок чого зменшується і їх розчинність. Коли вода досягає температури кипіння, парціальний тиск кисню і його розчинність зменшуються у воді майже до нуля. Виділення з води кисню відбувається за рахунок різниці парціального тиску в товщі киплячої води і повітря в паровій фазі, що безперервно видаляється і знаходиться над дзеркалом води. При правильній експлуатації контактно-поверхневих водонагрівачів вміст кисню в гарячій воді лежить в межах 0,1-0,12 мг/л. В даний час з метою запобігання корозії устаткування і трубопроводів рекомендується застосовувати різні інгібітори корозії. Один з найбільш перевірених і ефективних – інгібітор корозії вітчизняного виробництва «ВІТАЛ»[12]. Використання інгібітору корозії «ВІТАЛ» дозволяє понизити швидкість корозії, яка не перевищує 0,03-0,05 мм/рік.

9.2 Установки водопідготовки

Системи водопідготовки і водоочистки відповідають за процеси обробки води, призначені для поліпшення якісних характеристик рідини.

Останнім часом для захисту від корозії використовується установка активного магнієвого захисту «Щит» [12].

Також в котельні встановлено бак реагенту, що вміщує в собі реагент, необхідний для захисту обладнання і трубопроводів від корозії та утворення

відкладень.

Для пом’якшення води використовують солерозчинники та натрій-катіонітові фільтри.

9.2.1 Установка активного магнієвого захисту «Щит»

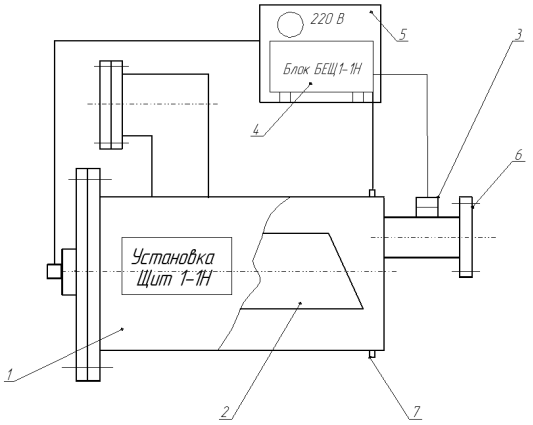
Будова (рис. 9.1) і принцип дії установки полягають в наступному.

Електрод 2, який знаходиться в пристрої 1, розчиняється. Це анод з магнієвого сплаву, приєднаний за допомогою кабелю до позитивного полюса електронного блоку 4. Анод, закріплений на кришці корпусу пристрою розчинення, електрично ізольований. Установка має два патрубки з фланцями: вхідний і вихідний. На корпусі установки приварений болт для підключення негативного полюса електронного блоку. Вхід води відбувається через вхідний патрубок. На вихідному патрубку встановлений датчик швидкості корозії 3. Для зручності монтажу установки в комплект постачання включено відповідно вхідний і вихідний (додаткові) фланці 6. Корпус обладнаний кульовим краном 7 для зливу води.

Електронний блок є автоматичним регулятором струму розчинення анода, який управляє сигналом, створеним від вимірювання швидкості корозії. Швидкість корозії визначається за допомогою відповідного датчика і електронного вимірювача швидкості корозії. В основу роботи вимірювача закладений метод поляризаційного опору.

Датчик швидкості корозії двоелектродного типа складається з патрубка, корпусу і двох змінних електродів із сталі 20. Він має екранований кабель з роз'ємом для підключення до електронного блоку.

Електронний блок змонтований в пластмасовому корпусі і розташований в металевій захисній шафі 5.



1 – пристрій розчинення анода; 2 – анод А-2; 3 – датчик швидкості корозії ДК-2; 4 – електронний блок БЕЩ 1-1Н; 5 – шафа захисна; 6 – фланець відповідний; 7 – кран кульовий.

Рисунок 9.1 – Схема установки «Щит»

9.2.2 Солерозчинник

Солерозчинники призначені для приготування регенераційних розчинів кухонної солі для катіонових фільтрів, а також для освітлення регенераційних розчинів на установках водопідготовки промислових та опалювальних котелень.

Солерозчинник являє собою вертикальну циліндричну посудину (рис. 9.2), яка через люк у верхньому днищі частково завантажується антрацитом, необхідним для фільтрації розчину солі. Солерозчинник (рис. 9.2) складається з наступних основних елементів: корпусу (1) з еліптичними днищами, дренажної тарілки (2), люка для завантаження солі (3), труби з відбійником для підведення і відведення води (4), муфти (штуцера) для гідровигрузки (5), фронту трубопроводів з арматурою у вигляді вентилів (7,8,9,10), вентилів (11,12,13), крана 3-х ходового (14), манометра (15), кришки (16).

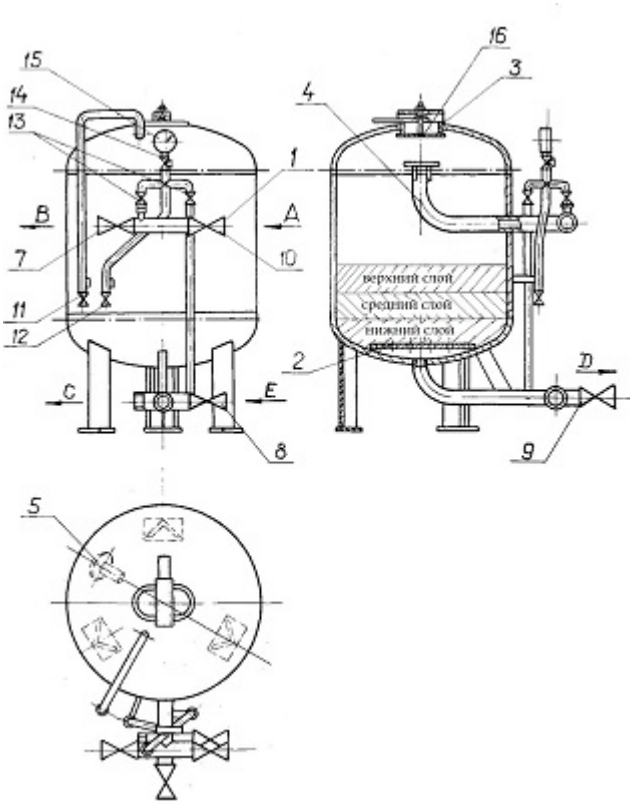


Рисунок 9.2 – Солерозчинник

9.2.3 Фільтр натрій катіонітовий ФІПа I

Фільтри натрій-катіонітові першого ступеня ФІПа I, призначені для обробки води з метою видалення з неї іонів-накипоутворювачів ($Ca2+$ і $M2+$) в процесі катіонування. Фільтри використовуються на водопідготовчих установках промислових та опалювальних котелень.

Зовнішній вигляд фільтра відображає рис. 9.3.

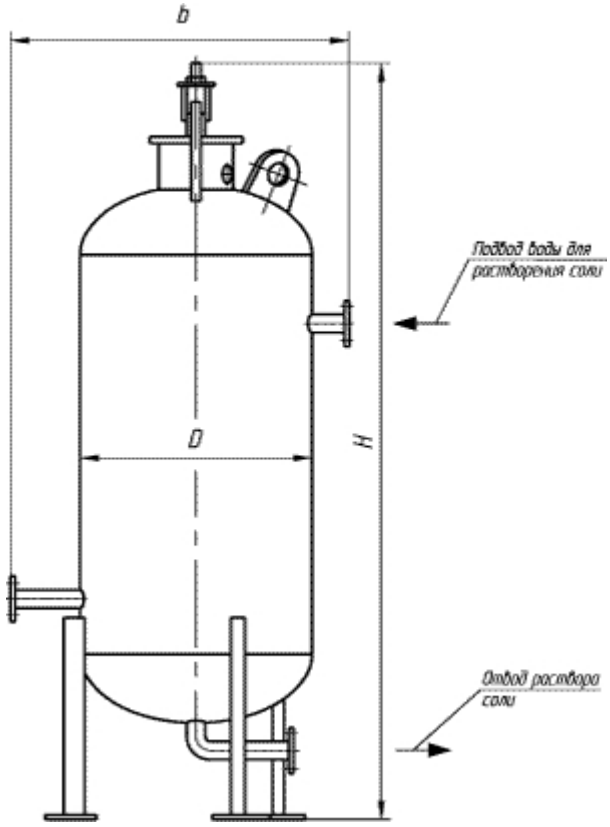


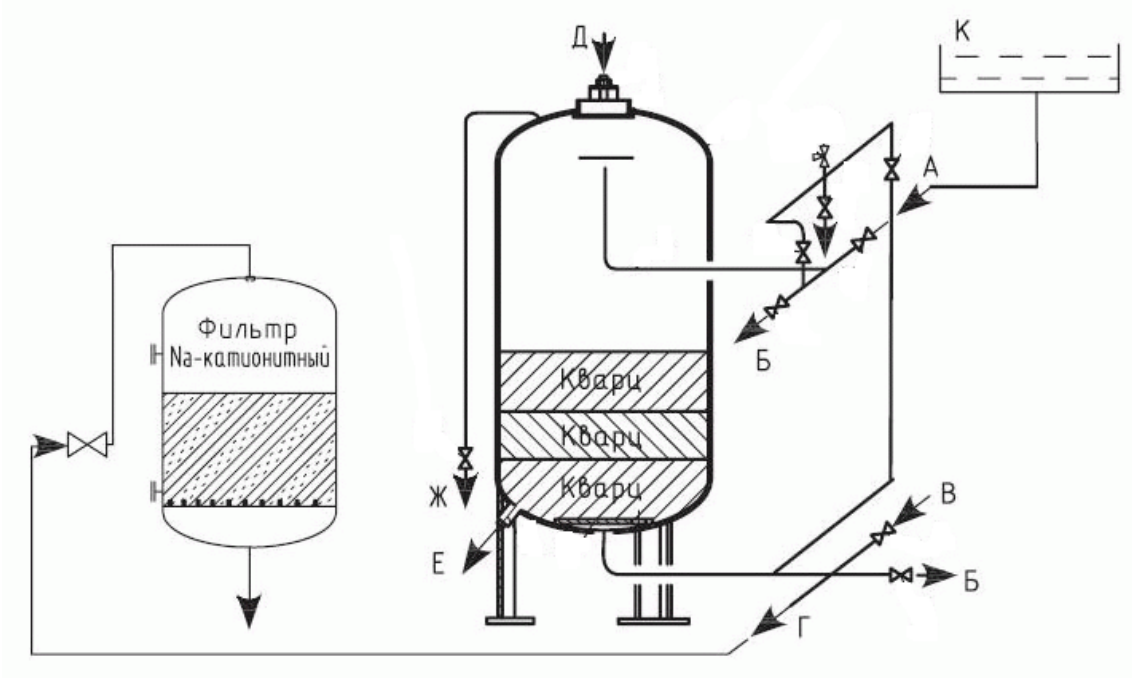
Рисунок 9.3 Фільтр натрій катіонітовий ФІПа I

Натрій-катіонітовий фільтр першого ступеня являє собою вертикальний однокамерний циліндричний апарат і складається з наступних основних елементів: корпуса, верхнього і нижнього розподільчих пристроїв, трубопроводів та запірної арматури, пробовідбірних пристроїв та фільтруючого завантаження.

Цикл роботи фільтра складається з наступних операцій: пом’якшення, розпушування, регенерація, відмивання. Робочий цикл фільтра закінчується, коли жорсткість води після фільтра почне перевищувати 0,1 мг-екв/л. Тривалість розпушування 15-30 хвилин при інтенсивності 3-4 л/і ^{2}. Розпушування призначене для усунення ущільнення катіоніту. Регенерація катіоніту проводиться з метою збагачення його іонами натрію і проводиться 5-8%-ним розчином *NaCl*. Після регенерації в напрямку зверху вниз іонообмінний матеріал відмивається від регенераційного розчину і продуктів регенерації.

9.2.4 Схема підготовки води

Схема підготовки води представлена на рис. 9.4.



А - підведення води; Б – дренаж; В - підведення води на промивку; Г - відведення розчину солі; Д - люк для завантаження солі; Е - гідровигрузка, Ж - відвід повітря, К - бак відмивочної води фільтра Na-катіонітового.

Рисунок 9.4 – Схема підготовки води

Вихідна вода надходить у фільтр під тиском і проходить через шар катіоніту в напрямку зверху вниз. При цьому відбувається пом’якшення води шляхом обміну іонів кальцію і магнію на еквівалентну кількість іонів натрієкатіонітового завантаження.

Солерозчинник з'єднується трубопроводом з натрій-катіонітовим фільтром для подачі у фільтр під час регенерації концентрованого розчину солі. У солерозчинник заливається вода і над шаром кварцу або антрациту завантажується кухонна сіль або хлористий калій.

10 ВИЗНАЧЕННЯ РІЧНОЇ ВИТРАТИ ПАЛИВА НА КОТЕЛЬНЮ

10.1 Сумарна витрата теплоти на опалення та на ГВП на котельні:

$$\sum Q_{\text{ð}^3\div} = Q_{i\,.\text{ð}^3\div} \tag{10.1}$$

$$\sum Q_{\text{ð}^3\div} = 68,73 \cdot 10^6 \ \frac{\text{Ì Äæ}}{\text{ð}^3\text{ê}}$$

10.2 Річний виробіток теплоти котельнею

$$\sum Q_{\text{â}}^{\text{ð}^3\div} = Q_{\text{ð}^3\div} \cdot k \tag{10.2}$$

де k – коефіцієнт, яким враховують втрати теплоти в котельні та теплових мережах, а також витрати теплоти на власні потреби котельної, приймаємо $k = 1,1$ [10], тоді

$$\sum Q_{\text{â}}^{\text{ð}^3\div} = 68,73 \cdot 10^6 \cdot 1,1 = 75,6 \cdot 10^6 \ \frac{\text{Ì Äæ}}{\text{ð}^3\text{ê}}$$

10.3 Річна витрата газу котельнею

$$B_{\text{ð}^3\div}^{\tilde{\text{a}}} = \frac{\sum Q_{\text{â}}^{\text{ð}^3\div}}{\left(Q_{\text{í}}^{\text{ð}}\right)^{\tilde{\text{a}}} \eta \cdot \eta_{\text{ð}}} \tag{10.3}$$

Питома теплота згоряння газу $\left(Q_{\text{í}}^{\text{ð}}\right)^{\tilde{\text{a}}} = 33705 \ \frac{\text{êÄæ}}{\text{ì}^3}$

ККД контактного водонагрівача типу КВН-2,9Гс $\eta = 0,92$

де $\eta_{\text{ð}} = 0,97$ – режимний коефіцієнт котельної, цей коефіцієнт враховує втрати при роботі контактних водонагрівачів в не номінальних режимах.

$$B_{\text{ð}^3\div} = \frac{75,6 \cdot 10^6 \cdot 10^6}{33,705 \cdot 10^6 \cdot 0,92 \cdot 0,97} = 2,51 \cdot 10^6 \ \frac{\text{ì}^3}{\text{ð}^3\text{ê}}.$$

10.4 Річна витрата умовного палива котельнею

$$B_{\text{ð}^3\div}^{\acute{\text{o}}} = \frac{B_{\text{ð}^3\div} \cdot \left(Q_{\text{í}}^{\text{ð}}\right)^{\tilde{\text{a}}}}{\left(Q_{\text{í}}^{\text{ð}}\right)^{\acute{\text{o}}}} \tag{10.4}$$

$$B_{\text{ð}^3\div}^{\acute{\text{o}}} = \frac{2,51 \cdot 10^6 \cdot 33705}{29309} = 2,9 \cdot 10^6 \ \frac{\text{ì}^3}{\text{ð}^3\text{ê}}.$$

де $\left(Q_{\text{í}}^{\text{ð}}\right)^{\acute{\text{o}}} = 29309 \ \frac{\text{êÄæ}}{\text{êã}}$ – питома теплота згоряння умовного палива [10].

10.5 Питома витрата умовного палива на стадії вироблення теплоти котельнею

$$b_y = \frac{B^{ó}_{ð^{3\div}}}{\sum Q^{ð^{3\div}}_{â}} \qquad (10.5)$$

$$b_y = \frac{2,9 \cdot 10^6}{75,6 \cdot 10^6} = 0,038 \quad \frac{êã}{Ì \ Äæ}$$

11 ЗАХИСТ ОТОЧУЮЧОГО СЕРЕДОВИЩА

Шкідливі речовини, що знаходяться в димових газах, впливають на людину, тваринний і рослинний світ, завдають шкоди промисловим і житловим об'єктам.

У зв'язку з цим боротьба за чистоту повітряного басейну і поліпшення санітарно - гігієнічних умов промислових міст і робочих селищ є досить актуальним завданням.

Низька концентрація шкідливих викидів в димових газах і мала питома витрата палива на КВН дозволяє істотно поліпшити екологічні показники роботи котелень в порівнянні з котлами традиційної конструкції. Пальники оригінальної конструкції забезпечують зниження в 2-3 рази викиди шкідливих речовин в порівнянні з нормативами.

11.1 Розрахунок розсіювання шкідливих викидів в атмосферу

Розрахунок виконано за методикою, наведеною в [13].

Секундний викид оксидів азоту (у перерахунку на його діоксид)

$$M_{NO} = K_{NO_x} \cdot B \cdot Q_i^{\delta} \cdot (1-\beta); \qquad (11.1)$$

де K_{NO} – коефіцієнт, залежний від теплової потужності котла і виду палива;

$$K_{NO_x} = 0,085 \ \frac{\text{ê ã}}{\tilde{A}\ddot{A}æ} = 8,5 \cdot 10^{-8} \ \frac{\tilde{a}}{\ddot{A}æ}$$

B – витрата палива на котельню, $\hat{A} = n_{\hat{e}} \cdot \hat{A}_{\delta} = 3 \cdot 0,083 = 0,249 \ \frac{\grave{i}^3}{\tilde{n}}$;

$Q_i^{\delta} = 33,705$ МДж/м^3 - нижча теплота згорання природного газу;

β - коефіцієнт, що враховує зниження викидів оксидів азоту;

для пальників $\beta = 0,4$;

$$M_{NO} = 8,5 \cdot 10^{-8} \cdot 0,249 \cdot 33705 \cdot (1-0,4) = 4,28 \cdot 10^{-4} \ \frac{\tilde{a}}{\tilde{n}}$$

Секундний викид оксидів вуглецю

$$M_{CO} = K_{CO} \cdot B \cdot Q_i^{\delta} \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \qquad (11.2)$$

де K_{CO} - коефіцієнт залежний від типу топки і виду палива;

для КВН K_{CO} =0,25 кг/ГДж = 0,25· 10^{-6} г/Дж

q_4 - втрати теплоти від механічного недопалювання; при спалюванні природного газу q_4 =0,5%.

$$M_{CO} = 0,25 \cdot 10^{-6} \cdot 0,249 \cdot 33705 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 20,88 \cdot 10^{-4} \ \frac{\text{г}}{\text{с}}$$

Розрахунковий викид шкідливих речовин з димової труби:

$$M = M_{NO} + M_{CO} \tag{11.3}$$

$$M = (4,28 + 20,88) \cdot 10^{-4} = 25,16 \cdot 10^{-4} \ \frac{\text{г}}{\text{с}}$$

Мінімальна висота димової труби, що задовольняє умовам розсіювання шкідливих викидів в атмосферу:

$$H = \sqrt{A \cdot n \cdot m \cdot \left(\frac{M_{NO}}{\text{ПДК}_{\text{NO}}} + \frac{M_{CO}}{ПДК_{CO}}\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{z}{V \cdot \Delta t}}} \tag{11.4}$$

де А – коефіцієнт, який залежить від температурної стратифікації, для території України А=160;

n і *m* – коефіцієнти, які враховують умови виходу димових газів з гирла труби; при швидкості продуктів згорання на виході з димаря *w*=10÷15 м/с *m*=1 і *n*=1;

ГДК – гранично допустима концентрація шкідливих речовин; згідно СН 245-71для оксидів азоту(*NO*) ГДК=0,085 мг/м^3, для оксидів вуглецю (*CO*) – ГДК=1,0 мг/м^3;

z – кількість димових труб, z=1;

V – витрата димових газів, м^3/с;

Δt - різниця між температурою шкідливих речовин, які викидаються, і середньою температурою найбільш теплого місяця опівдні, ^{o}C·

$$H = \sqrt{160 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,428}{0,085} + \frac{2,088}{1}\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{4,182 \cdot (40 - 25,8)}}} = 17,1 \text{ м}$$

Отже вибрана висота димової труби Н = 34 м, як показують розрахунки,

задовольняє умовам розсіювання шкідливих викидів.

11.2 Охолодження димових газів

Глибоке охолодження димових газів в принципі можливо в теплообміннику будь-якої конструкції, проте при традиційному способі теплообміну для ефективного охолодження димових газів при малих температурних напорах потрібні громіздкі і металомісткі конструкції з великою поверхнею теплообміну.

Тому для глибокого охолодження димових газів більш доцільно застосовувати контактний спосіб нагріву води, при якому теплообмін між продуктами згоряння палива і водою, що нагрівається відбувається при їх безпосередньому контакті, тобто за відсутності теплообмінної поверхні.

У сучасних котлів температура відхідних газів становить 120-150 °С. Використання контактних водонагрівачів дозволяє знизити температуру відхідних газів після апарату до 45-50°С, що в свою чергу зменшить негативний вплив на оточуюче середовище і немає необхідності встановлення тепло-утилізаціних установок.

12 ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

З урахуванням вимог по енергозбереженню і енергоефективності в якості опалювальних котлів обрані контактні водонагрівачі КВН-2,9Гс. Водопідігрівачі, оснащені газовими пальниками з автоматикою “Альфа М”.

За рахунок високої ефективності процесів контактного теплообміну вдається забезпечити якісне охолоджування димових газів, які на виході з підігрівача мають температуру 45-55 ^{o}C, при цьому відбувається часткова конденсація водяної пари, при якій додатково виділяється теплова енергія. За рахунок цього ККД, розрахований по нижчій теплотворній здатності перевищує 100%. Крім того, сконденсована волога залишається в контурі і компенсує витоки з тепломережі.

Для контролю ефективності спалювання природного газу передбачена установка витратомірних пристроїв, крім того передбачена установка лічильників-витратомірів води та лічильник теплової енергії.

Засоби автоматизації, що входять в комплект водонагрівачів дозволяють автоматично регулювати потужність водонагрівача з урахуванням завдання часових режимів зниження температури, що дає можливість економії палива.

Для регулювання і управління подачею дуттьових вентиляторів в проекті передбачено застосування частотних перетворювачів.

Більшість електроприводів, що застосовують у водо- і теплопостачанні, системах вентиляції і кондиціонування повітря, компресорних установках і ін., складають нерегульовані приводи з асинхронними двигунами. Заміна нерегульованого приводу з асинхронними двигунами регульованим з застосуванням частотних перетворювачів має значні переваги:

- в таких установках плавне регулювання швидкості обертання дозволяє в більшості випадків відмовитися від використання редукторів, варіаторів, дроселів і іншої регулюючої апаратури. Це значно спрощує механічну систему, підвищує її надійність і знижує експлуатаційні витрати;

- значний час механізми працюють на знижених частотах обертання із зменшенням циклічних динамічних і вібраційних навантажень на

підшипники, ущільнення, кріплення, фундаменти механізмів і електродвигунів і відповідним збільшенням їх ресурсу і міжремонтного пробігу;

- при підключенні через частотний перетворювач пуск двигуна відбувається плавно, без пускових струмів і ударів, що знижує навантаження на двигун і механізми, збільшує термін їх служби.

- застосування регульованого електроприводу дозволяє одержати економію енергії близько 80 % [12]. Заощадження енергії відбувається шляхом усунення непродуктивних витрат в заслонах, дроселях і інших регулюючих пристроях. При заміні нерегульованого приводу, що працює в режимі періодичних включень, виключаються втрати на пускові струми, і знижується необхідна потужність двигуна.

В проекті передбачається контроль складу димових газів на виході з контактних водонагрівачів за допомогою комплекту газових аналізаторів КГА та контроль температури скидних газів за допомогою показуючих термометрів, а також виміри температури та тиску газу перед пальником кожного водонагрівального котла .

Проектом передбачена теплова ізоляція трубопроводів, запірної арматури, газоходу, що дозволяє зменшити втрати теплоти в оточуюче середовище і запобігти ушкодженню персоналу.

13 АВТОМАТИЗАЦІЯ

13.1 Функції систем автоматизації

Системи теплопостачання та гарячого водопостачання представляють собою складний комплекс, тому ручне управління такими системами дуже складне, крім того при ручному управлінні необхідна велика кількість персоналу.

Використання автоматики в системах теплопостачання та ГВП дозволяє зменшити кількість персоналу, покращити теплові процеси, підвищити їх економічність та коефіцієнт корисної дії, добитися стабільної і ритмічної роботи системи. Прилади і засоби автоматизації необхідні для санітарної техніки повинні бути прості, високонадійні, мати малі розміри і вагу, бути простими у обслуговувані.

В даному проекті використовуються прилади, та регулятори, які виготовляються серійно у промисловості. Особливу увагу необхідно приділити підвищенню ефективності теплопостачання за рахунок розробки нових удосконалених конструкцій, обладнання їх засобами автоматики, комерційного обліку теплової енергії та води.

Необхідність загальної автоматизації енергосистеми підтверджується перш за все тим, що це дозволяє на 10 – 20 % зменшити витрату енергії .

Крім цього однією з важливих задач автоматизації є охорона праці, яка вирішується шляхом створення автоматичного обслуговування, якщо людина не може прийняти необхідні заходи для попередження аварій та нещасних випадків.

В теперішній час перед автоматизацією стоять задачі, зв`язані з охороною навколишнього середовища. Для цих цілей створюються автоматичні системи, керуючі очищувальними спорудами та фільтрами.

Таким чином, автоматизація промислових процесів дозволяє заощаджувати сировину та електроенергію, підвищує продуктивність праці, захищає обладнання від пошкодження при виникненні аварійних ситуацій, підвищує якість продукції та промислових робіт, оптимізує хід процесу.

Сучасні системи автоматизації повинні відповідати наступним вимогам:

1. Простота та надійність експлуатації;
2. Висока якість функціонування, тобто підтримання необхідних параметрів процесів;
3. Висока точність регулювання та управління процесами;
4. Можливість дистанційного регулювання, вимірювання параметрів процесів в недоступних місцях;
5. Централізація та одночасність вимірювання багаточислених та різних за своєю природою величин;
6. Мала інерційність вимірювальних приборів, що дозволяє вимірювати як повільно-, так і швидкозмінні за часом величини;
7. Наявність пристроїв захисту від аварійних ситуацій ;
8. Використання елементів, які мають підвищену надійність .

13.2 Автоматизація котельні

Задачі управління багатьма технологічними процесами в теперішній час вирішуються їх автоматизацією, при якій людина передає функції управління технічним засобам, які забезпечують видачу командних сигналів, необхідних для заданого протікання технологічного процесу.

Сучасні системи опалення та ГВП не можуть ефективно працювати без автоматизації їх управління, контролю та сигналізації.

Система автоматизації котельні залежить від температури теплоносіїв теплової мережі системи опалення та ГВП, внутрішньої та зовнішньої температури повітря та інших величин.

Об`єм автоматизації забезпечує надійність і безпеку експлуатації обладнання і включає в себе:

- автоматичне регулювання температури зворотньої мережевої води зміною витрат газу на пальник. Регулювання аналогове;

- автоматичну зміну завдання температури зворотньої мережевої води в залежності від температури навколишнього середовища;

- автоматичну зміну завдання температури зворотньої мережної води в залежності від часу;

- автоматичну зміну завдання температури зворотньої мережної води в залежності від графіку вихідних днів;

- автоматичне регулювання співвідношення "газ - повітря". Регулювання аналогове;

- автоматичне регулювання рівня води в нижній частині апаратів. Регулювання дискретне: клапаном "злива" - для злива надлишкової води з апарату при верхньому рівні та клапаном "підживлення" - для підживлення води в апарат з системи водопостачання, при зниженні рівня до нижнього рівня;

- автоматичний захист та блокування, що забезпечує:

1) автоматичне розпалювання пальника по заданій програмі;

2) блокуванню розпалу при порушенні герметичності відсічних клапанів;

3) відключення установки (з припиненням подачі газу на пальник) з подачею світло-звукової сігналізації при: погасанні полум`я в пальнику або запальнику (при запуску установки); відхиленні тиску газу перед блоком газових клапанів від заданного значення (30-50) кПа; пониженні тиску газу перед пальником нижче 5 кПа; пониженні тиску повітря перед пальником нище 1 кПа; підвищенні температури під решітками вище 130 °С; загазованності котельні; пожежі в котельні; пониженні тиску прямої мережної води нижче 0,4 МПа; пониженні тиску зворотної мережної води на вході в апарат нижче 0,05 МПа; аварійному відключенні електроенергії; відключенні вентилятора;

4) автоматичне закриття клапану на лінії подачі газу в котельню здійснюється при загазованності в котельні метаном; загазованності в котельні чадним газом; сигналі про пожежу в котельні; відключенні електроенергії;

- попереджувальну сигналізацію при підвищенні температури парогазової суміші на виході з апарату вище 60 °С; пониженні температури

зворотньої мережної води нижче 5 °С; пониженні рівня води в всмоктуючому колекторі нижче граничного рівня; перевищенні швидкості корозії в порівнянні з граничним значенням;

- світлову індикацію етапів розпалювання і регулювання; причини зупинки агрегату; рівнів води в установці;

- технологічну світло - звукову індикацію про стан роботи КВН; загазованность в приміщенні котельні; про пожежу в приміщенні котельні;

- прилади теплотехнічного контролю, що вимірюють температуру прямої і зворотньої мережної води, парогазової суміші; тиск газу перед клапаном відсікачем і пальником; тиск повітря перед пальником; тиск води прямої і зворотньої, напору насосів, до і після фільтрів, на вході в апарат;

- допоміжне технологічне обладнання котельні обладнане показуючими приладами, що контролюють параметри, необхідні для правильного ведення технологічного режиму, та сигналізуючими приладами, що контролюють параметри, зміна яких може створити аварійну ситуацію;

- автоматичне управління системою підживлення включає в себе автоматичне заповнення бака для резерва холодної води; автоматичне включення насоса, підвищуючого тиск холодної води; АВР насосів для підвищення тиску холодної води; автоматичне включення насоса для подачі води з бака резерва холодної води;

Система диспетчирізації через канал зв'язку (GPRS), передає на персональний компьютер диспетчера інформацію про стан котельні:

- загазованність чадним газом;
- загазованність метаном;
- пожежу;
- проникнення в приміщення котельні;
- температуру в приміщенні котельні;
- аварії котлів.

Живлення щита автоматики здійснити від існуючого електричного щита. Закладні конструкції для контрольно-вимірювальних приладів

встановлюються та замовлюються відповідно до теплотехнічної частини проекту.

Всі металеві неструмоведучі частини системи автоматизації, які можуть виявитись під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, повинні бути надійно занулені (заземленні) у відповідності до вимог "ПУЭ" (глава 1.7).

14 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система законодавчих, соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я та працездатність людини в процесі праці.

Охорона праці на підприємствах енергетики має велике значення так, як виконання всіх її норм та вимог дозволяє забезпечити безпеку, збереження здоров'я та працездатність людини в процесі праці, запобігає травматизму, професійним захворюванням і отруєнням, вибухам і пожежам на виробництві.

Тема дипломного проекту: "Реконструкція котельні №35 по вулиці Карла Лібкнехта №35 в м. Олександрія Кіровоградської області". У дипломному проекті виконується розрахунок систем опалення та гарячого водопостачання.

Обладнання котельні розташоване в приміщенні котельні, що будується. Категорія виробництва по вибуховій, вибухопожежній та пожежній небезпеці – Г. По умовах середовища згідно з ПУЄ приміщення відноситься до нормальних.

Вид палива природний газ по ГОСТ 5542 –87. Температура межі займистості – 645 ^{o}С, межа спалахування у суміші з повітрям : - 5 %, верхня - 15 %.

У цьому розділі будуть розглянуті технічні рішення та організаційні заходи, а також питання охорони праці при монтажі енергетичного та технологічного обладнання в котельні, технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії, а також питання безпеки в надзвичайних ситуаціях.

14.1 Технічні рішення та організаційні заходи з охорони праці при монтажі енергетичного та технологічного обладнання котельні

На ділянці, де ведуться монтажні роботи не проводяться ніякі інші роботи.

До початку монтажу та підйому підлягають очищенню елементи конструкцій від бруду і зледенінь.

Забороняється підйом збірних залізобетонних конструкцій, що не мають монтажних петель або міток, що забезпечують їх правильне стропування і монтаж.

При виконанні монтажних (демонтажних) робіт в умовах діючого підприємства електромережі, що експлуатуються та інші діючі інженерні системи в зоні робіт, як правило, відключаються і закорочуються. Обладнання та трубопроводи звільняються від вибухонебезпечних, горючих і шкідливих речовин.

При виконанні монтажних робіт для закріплення технологічного і монтажного оснащення використовуються обладнання і трубопроводи, а також технологічні і будівельні конструкції з погодженням з особами, відповідальними за правильну їх експлуатацію.

Розпакування і розконсервація обладнання, що підлягає монтажу проводиться в зонах, відведених відповідно до проекту виконання робіт, і здійснюється на спеціальних стелажах або підкладках висотою не менше 100мм. При розконсервації обладнання не допускається застосування матеріалів із вибухо- і пожежонебезпечними властивостями.

Завершальна збірка і довиготовлення (нарізка різьблення на трубах, гнуття труб, підгонка стиків тощо) конструкцій та обладнання, що підлягають монтажу, повинні виконуватися, як правило, на спеціально призначених для цього місцях.

При монтажі обладнання повинна бути виключена можливість мимовільного або випадкового його увімкнення.

При переміщенні обладнання відстань між ним і виступаючими частинами змонтованого обладнання або інших конструкцій мають бути по горизонталі не менше 1м, по вертикалі - 0,5 м.

14.2 Технічні рішення, передбачені проектом, по забезпеченню безпеки при експлуатації устаткування системи теплопостачання

Системи опалення та гарячого водопостачання в приміщеннях комплексу розроблені на підставі:

- завдання на проектування;
- даних технологічної та архітектурно-будівельної частин проекту;
- нормативних документів: СНиП 2.04.05-91 «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря».

З метою створення сприятливих умов для роботи котельні передбачені такі системи :

- система вентиляції забезпечує трьохкратний повітрообмін. Для забезпечення роботи котлів приплив повітря здійснюється ззовні за допомогою зовнішньої решітки, встановленої в форкамері.
- система природного освітлення через вікна;
- система робочого, аварійного і ремонтного електричного освітлення;
- автоматичне підтримання всіх заданих параметрів роботи системи передбачено за допомогою блоків управління;
- проектом передбачені нормативні проходи для обслуговування обладнання ;
- теплова ізоляція обладнання та трубопроводів з температурою поверхні вище 45 ^{o}C;
- рухомі частини повинні бути закриті захисними кожухами;
- оснащення персоналу спеціальними заходами захисту і інструментом по правилам газової та електробезпеки;
- електричне заземлення обладнання.

Вентиляція котельні припливно-витяжна, природна.

Для згорання газу повітря подається за допомогою вентиляторів, які встановлені в окремому приміщенні, повітря вентилятори забирають ззовні.

Витяжка здійснюється дефлекторами ВП1, ВП2. Приплив повітря здійснюється за допомогою вентиляційних решіток, які встановлено в зовнішній стіні. В літній період котельня працює.

Для продувки газопроводів перед пуском, а також для викиду, газу, що просочується через нещільності запірної арматури запроектовані газопроводи продувний і безпеки.

При короткотерміновій зупинці контактних водонагрівачів всі крани на газопроводах повинні бути закритими, а на газопроводах безпеки відкритими.

Для припинення або зміни подачі робочого середовища на всіх трубопроводах встановлюються засувки і вентилі. Арматура встановлена в місцях зручних для обслуговування і ремонту. Засувки і вентилі, що вимагають для відкриття великих зусиль, укомплектовані обвідними лініями та механічними приводами.

14.3 Заходи з електробезпеки при експлуатації електроустановок, що забезпечують роботу енергетичного обладнання

Електробезпека – це система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

При обслуговуванні вентиляційного та опалювального обладнання може відбутися підвищення напруги при необережному ставленні до заходів безпеки при роботі з електричним обладнанням.

Ураження людини або її частин тіла електричним струмом може відбутися з кількох причин:

- випадковий дотик до струмоведучих частин, які знаходяться під напругою;

- поява напруги на конструктивних металевих частинах електрообладнання в результаті пошкодження ізоляції та інших причин.

Одним з методів захисту від ураження струмом є захисне заземлення і занулення. Згідно [14] для об'єктів зі змінним струмом заземлення слід виконувати для електричних ланцюгів напругою до 1000 В з ізольованою нейтраллю і більше 1000 В з будь-яким режимом нейтралі. Занулення виконується для кіл напругою до 1000 В з глухозаземленою нейтраллю.

Гранично допустимі рівні напруги дотику і значення струмів, які протікають через тіло, визначаються ГОСТ 12.1.038-82 для шляхів струму від однієї руки до іншої і від рук до ніг.

Напруга дотику $U_{пр.}$ і сила струму I, що протікає через тіло людини при нормальному (неаварійному) режимі електроустановки, не повинні перевищувати таких значень (див. таблицю 14.1).

Таблиця 14.1 - Допустимі значення напруги дотику і струму при нормальному режимі роботи електроустановок

Вид струму	Частота, Гц	$U_{пр}$, В не більше	I, мА не більше
змінний	50	2	0.3
змінний	400	3	0.4
змінний	-	8	1.0

Допустимі рівні напруги дотику і струмів при аварійних режимах виробничих електроустановок напругою до 1000 В з глухозаземленоюабо ізольованою нейтраллю визначаються за таблицею 14.2.

Таблиця 14.2 - Допустимі значення напруги дотику і струму при аварійному режимі роботи електроустановок

Вид струму	Нормоване значення	Гранично допустимі значення, не більше, при довго тривалості впливу, з				
		0.1	0.5	0.7	1.0	>1
Змінний 50 Гц	$U_{пр}$, В I, мА	500 500	100 100	70 70	50 50	36 6
Постійний	$U_{пр.}$, В I, мА	500 500	250 250	230 230	200 200	40 15

Для роботи з електроустаткуванням обслуговуючий персонал забезпечується діелектричними рукавичками, гумовими чоботами, струмовимірювальними кліщами, інструментами з ізольованими ручками.

14.4 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії

Виробнича санітарія містить у собі питання по забезпеченню здорових умов праці персоналу, чистоти повітря й робочого середовища, зменшення шкідливого впливу виробничих шумів і випромінювань. Створення комфортних умов для повноцінної праці людини.

Робота вентиляційного устаткування характеризуються наступними факторами:

- підвищені рівні шуму та вібрації при роботі вентиляторів;
- підвищена швидкість руху повітря;
- підвищена або понижена температура повітря в робочій зоні;
- підвищена або понижена відносна вологість в робочій зоні.

У зв'язку із зазначеними шкідливими факторами, що впливають на умови праці, до них пред'являють ряд вимог, передбачених санітарними нормами й правилами.

14.4.1 Мікроклімат виробничої зони

Основними факторами, які визначають мікроклімат на виробництві є:

1) температура повітря *t*, °С;
2) вологість повітря *W*, %;
3) рухливість повітря *V*, м/с;
4) сумарний тепловий потік, Вт/м.

Параметри мікроклімату нормуються [15] (Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень) залежно від складності робіт, що виконуються і періоду року.

Оптимальні припустимі параметри мікроклімату для умов, які розглядаються (категорія робіт середньої складності) наведені в таблиці 14.3.

Таблиця 14.3 - Параметри мікроклімату

Період року	Оптимальні			Допустимі		
	t,℃	*W*, %	*V*,*м/с*	*t*,℃	*W*, %	*V*,*м/с*

Холодний	16-20	40-60	0,3	15-21	75 при $t < 24$	0,2-0,5
Теплий	20-24	40-60	0,3	16-28	75	0,2-0,5

Технічні рішення для забезпечення вимог норм:

- автоматизація та дистанційне керування процесами вентиляції. На місцях вимірів параметрів встановлені датчики, які дають інформацію на щит керування;

- у вентиляційній камері передбачена припливно-витяжна вентиляція з механічним спонуканням;

- вентиляція приміщень для видалення надлишкової вологи й тепла.

14.4.2 Рівень шуму та вібрації в приміщенні котельного залу

Нормований рівень шуму для котельні складає 70-80 дбА. В приміщенні котельного залу крім пальників на контактних водонагрівачах, розташовані насоси мережної води та вентилятори. Рівень шуму від мережних насосів згідно паспортних даних не більш 70 дбА, від вентиляторів - не більш 72 дбА, тобто рівень шуму в котельному залі буде знаходитись в межах допустимих норм .

Крім того, котельня призначена для роботи з періодичним перебуванням чергового персоналу у зв'язку з повною диспетчеризацією.

Джерелом вібрації є вентилятори системи вентиляції. Нормовані параметри вібрацій: віброшвидкість - *V,* м/с; віброприскорення - *W,* м/с^2

Вібрація на виробництві нормується наступними параметрами:

- логарифмічний рівень віброшвидкості – $L_{\text{v}} = 20 \cdot \lg \frac{V_{\text{i}}}{V_0}$, дБ;
- логарифмічний рівень віброприскорення – $L_{\text{a}} = 20 \cdot \lg \frac{a_{\text{i}}}{a_0}$, дБ,

де V_i, a_i – середньоквадратичне значення віброшвидкості, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$, та віброприскорення, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$, відповідно.

$V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ $\frac{\text{ì}}{\text{ñ}}$ – опорне значення віброшвидкості,

$a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ $\frac{\text{ì}}{\text{ñ}^2}$ – опорне значення віброприскорення.

Припустимі параметри вібрацій залежать від виду вібрацій, частоти і напрямку.

Щоб знизити вібрації, створювані устаткуванням, розташованим на горищі будинку, передбачена установка обладнання на антивібраційні опори.

Всі насоси, приводи встановлені на індивідуальних фундаментах із застосуванням вібропоглинаючих матеріалів.

14.5 Електричне освітлення

Згідно з СНиП 11-35-76 в приміщенні автономної котельні передбачаються такі види освітлення:

- робоче, напругою 220В, 50 Гц;
- освітлення основних проходів і ШП у виконанні для вибухонебезпечних зон класу В-1а за ПУЕ-85;
- аварійне, напругою 12 В, за допомогою ліхтариків з акумулятором.

Освітленість робочих місць прийнята з урахуванням характеристики зорової роботи згідно вимог СНиП II-4-79 «Природне і штучне освітлення». У приміщеннях без природного освітлення (санвузли, венткамери) передбачається штучне освітлення.

У проекті в якості джерела штучного освітлення використовуються лампи розжарювання і люмінесцентні лампи.

Штучне освітлення запроектовано у відповідності з діючими нормами з урахуванням характеристик точності роботи і розмірів приміщень.

Ефективність використання освітленості робочих місць підвищується завдяки колірній обробці приміщень і обладнання.

14.6 Безпека у надзвичайних ситуаціях

Технічні рішення та організаційні заходи щодо забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях передбачені в планах локалізації та ліквідації аварійних ситуацій (ПЛАС) відповідно до вимог ДНАОП 0.00-4.33-99. Однією з основних складових ПЛАС є розробка технічних та організаційних засобів з пожежної безпеки.

14.6.1 Пожежна безпека

В проекті передбачено виробничо-протипожежний водопровід, який прокладається згідно технічних умов № 1904 від 26.02.2007р., виданих КП «Олександрія-Водоканал» від існуючої водопровідної мережі діаметром 150 мм по вул. Карла Лібкнехта. Водопровід забезпечує водою виробничі і протипожежні потреби котельні.

Згідно до вимог СНиП II–35–76 (п.17.5 і п.17.6), в приміщенні котельні передбачено внутрішнє пожежегасіння з розрахунковою витратою води 2х2,5 л/с = 5 л/с, що достатньо для будівлі котельні. Пожежні крани встановлюються на висоті 1,35м та 1,0м над рівнем підлоги приміщення в одній пожежній шафі. Подавання води на вищезазначені потреби здійснюється від виробничо-протипожежного водопроводу. На ньому розташовані два пожежних крани діаметром 50 мм таким чином, що кожна точка приміщення котельного залу зрошується двома струменями води продуктивністю 2,6 л/с кожна. Пожежні крани діаметром 50 мм укомплектовані ручними пожежними рукавами з довжиною 20 м та розміщуються у шафах, які передбачають також розміщення двох ручних вогнегасників .

У разі виникнення пожежі необхідно:

- вжити заходів до повної зупинки контактних водонагрівачів;
- дати сигнал пожежної тривоги і викликати пожежну команду;
- організувати гасіння пожежі наявними засобами.

До засобів пожежогасіння повинен бути забезпечений вільний доступ.

Забороняється:

- допускати стикання кисневих балонів, редукторів та іншого зварювального обладнання з різними маслами, промасленим одягом і дрантям;
- зберігати й транспортувати балони з газами без нагвинчених на їхні горловини запобіжних ковпаків;
- перекручувати, заломлювати чи затискати газопровідної шланги;
- користуватися шлангом, довжина яких перевищує 30 м;
- приступати до роботи на несправній апаратурі;

- допускати стикання електричних проводів з балонами зі стисненими, зрідженими й розчиненими газами;
- допускати до вогневих і зварювальних робіт осіб, які не мають кваліфікаційних посвідчень та не пройшли у встановленому порядку навчання за програмою пожежно-технічного мінімуму та щорічну перевірку знань з одержанням спеціального посвідчення.

Аварійну протидимову вентиляцію потрібно проектувати для забезпечення евакуації людей з приміщень будівлі в початковій стадії пожежі, яка виникла в одному з приміщень.

Для з'ясування необхідності протидимової вентиляції необхідно розрахувати час заповнення приміщення димом і час, необхідний для евакуації людей.

Для протидимового захисту потрібно застосовувати лише негорючі гнучкі вставки, повітропроводи, димові клапани та шахти з негорючих матеріалів з нормованим межею вогнестійкості. Димоприймальні пристрої потрібно розташовувати рівномірно по площі приміщення. Викиди диму потрібно організовувати на висоті не менше 2 м від покрівлі. Необхідно встановлювати зворотні клапани для вентилятора.

14.6.2 Розрахунок часу заповнення приміщення димом

Час заповнення приміщення димом [31]:

$$\tau = 6{,}39\ A(Y^{-0,5} - H_n^{-0,5})/P_n, \qquad (14.1)$$

де A - площа приміщення, димової зони або резервуара диму, не більше 1600 м^2;

Y - мінімальний середній рівень стояння нижньої межі диму від підлоги, приймаємо від 2,5 м до висоти приміщення;

H_n - висота приміщення, м;

P_n - периметр вогнища пожежі, м.

Периметр осередку пожежі в його початковій стадії приймається рівним більше з периметрів відкритих ємностей горючих речовин, але не більше

12 м. Якщо периметр осередку пожежі не можна визначити за цими факторами, то допускається визначати його за формулою:

$$4 \le P_n = 0{,}38\ A^{0,5} \le 12, \qquad (14.2)$$

де A – площа приміщення, м^2.

Площа приміщення A =250 м^2 відповідно до архітектурних даних.

Периметр осередку пожежі:

$$P_n = 0{,}38 \cdot (250)^{0,5} = 6{,}01 \text{ м.}$$

Приймаю У=3 м.

Час заповнення приміщення димом за формулою (14.1):

$$\tau = 6{,}39 \cdot 250 \cdot (3^{-0,5} - 4^{-0,5})/6{,}01 = 20{,}56 \text{ с.}$$

14.6.3 Розрахунок часу евакуації людей з приміщення

Час, необхідний для евакуації людей при пожежі з усіх приміщень – τ, с, необхідно розраховувати по [31]:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \ldots + \tau_i, \qquad (14.3)$$

де τ_1, τ_2, τ_i – час руху людей на всіх ділянках шляху евакуації.

Час, необхідний для евакуації людей з приміщення при пожежі τ, с, необхідно розраховувати по [31]:

$$\tau = l/v, \qquad (14.4)$$

де l - довжина розрахункового шляху потоку людей, які знаходяться на найбільшій відстані від найближчих дверей евакуаційного виходу з приміщення або по коридору до найближчої сходової клітини, м; довжина шляху не повинна перевищувати встановленої СНІПом для житлових, громадських або виробничих будівель;

v - швидкість руху людини або людського потоку, м/хв, приймається за ГОСТ 12.1.004-91 і перераховується в м / с.

На першій ділянці шляху евакуації швидкість руху визначається за таблицею 14.4 залежно від густини потоку D. Швидкість потоку на інших ділянках визначається залежно від інтенсивності руху потоку на ділянці. Перед дверима, що знаходяться в кінці коридору або приміщення, швидкість людей знижується, так як зустрічає опір інших людей і опір дверей.

Швидкість минання ділянок, на яких є двері, рекомендовано визначати за обраною швидкістю на цій ділянці за таблицею 14.4.

Таблиця 14.4 – Параметри руху людського потоку під час евакуації

Густина потоку D,м^2/м^2	Горизонтальний шлях		Дверний проєм	Сходи вниз		Сходи вгору	
	Швидкість v, м/хв	Інтенсивність q, м/хв	Інтенсивність q, м/хв	Швидкість v, м/хв	Інтенсивність q, м/хв	Швидкість v, м/хв	Інтенсивність q, м/хв
0,01	100	1	1	100	1	60	0,6
0,05	100	5	5	100	5	60	3
0,1	80	8	8,7	95	9,5	53	5,3
0,2	60	12	13,4	68	13,6	40	8
0,3	47	14,1	16,5	52	16,6	32	9,6
0,4	40	16	18,4	40	16	26	10,4
0,5	33	16,5	19,6	31	15,6	22	11
0,7	23	16,1	18,5	18	12,6	15	10,5
0,8	19	15,2	17,3	13	10,4	13	10,4
0,9 та більше	15	13,5	8,5	8	7,2	11	9,9

Щільність людського потоку D на першій ділянці шляху евакуації, м^2/м^2:

$$D_1 = \frac{N_1 \cdot f}{l_1 \cdot \delta_1} \tag{14.5}$$

де N_1 – кількість людей на першій ділянці, осіб;

f – середня площа горизонтальної проекції людини, яка приймається рівною:

- для дорослого в домашньому одязі - 0,1 м^2;
- для дорослого в зимовому одязі - 0,125 м^2;
- для підлітка - 0,07 м^2;

δ_1 – ширина першої ділянки шляху, м.

Інтенсивність руху потоку визначається за формулою:

$$q_i = \frac{q_{i-1} \cdot \delta_{i-1}}{\delta_i}, \tag{14.6}$$

де δ_i, δ_{i-1} – ширина ділянки, що розглядається і попередньої, м;

q_i, q_{i-1} – значення інтенсивності руху людського потоку на розглянутій і-й

і попередній ділянці шляху, м/хв, значення інтенсивності руху потоку на першій ділянці (q=q_{i-1}), що визначається за таблицею 14.4 залежно від значення D_1.

Для приміщення № 4 є два шляхи евакуації, один з яких - через відгороджене робоче місце на вулицю і один – через внутрішні двері до коридору, а потім на вулицю.

1) Шлях №1

Складається з ділянок:

а) ділянка №1 довжиною l_1=17,9 м, шириною δ_1=1,5 м і кількістю людей $N_л$=3 особи; дорослі люди в звичайному легкому одязі. Площа однієї людини f=0,1 м^2.

б) ділянка №2 довжиною l_2=1,7 м, шириною δ_2=1 м; $N_л$=3 особи. Ділянка – двері на вулицю.

Густина людського потоку D на першій ділянці:

$$D_1 = \frac{3 \cdot 0,1}{17,9 \cdot 1,5} = 0,011 \quad \frac{\text{ì}^2}{\text{ì}^2}$$

За таблицею 14.4 обираю швидкість руху людей на першій ділянці v_1=100 м/хв або v_1=1,67 м/с при даній густині потоку людей; інтенсивність руху на ділянці №1 q_1=1,1 м/хв.

Час, який необхідний для евакуації людей з першої ділянки:

$$\tau_1 = \frac{17,9}{1,67} = 10,7 \ \text{ñ}$$

Інтенсивність руху потоку на ділянці №2:

$$\text{q}_2 = \frac{1,1 \cdot 1,5}{1} = 1,65 \quad \frac{\text{ì}}{\tilde{\text{o}}\hat{\text{a}}}$$

За таблицею 14.4 обираю швидкість руху людей на ділянці №2 v_2=100 м/хв або v_2=1,67 м/с при даній інтенсивності руху людей.

Час, який необхідний для евакуації людей з ділянки № 2:

$$\tau_2 = \frac{1,7}{1,67} = 1,02 \ \text{ñ}$$

Загальний час, який необхідний для евакуації людей з приміщення № 4

шляхом № 1:

$$\tau^1 = 10,7 + 1,02 = 11,72 \text{ ñ}$$

Оскільки загальний час евакуації людей шляхом №1, τ^1=11,72 с, що менше ніж час заповнення приміщення димом, τ=20,56 с, то немає необхідності встановлення протидимової вентиляції для приміщення №4.

2) Шлях №2

Складається з ділянок:

а) ділянка №1 довжиною l_1=6,2 м, шириною δ_1=1,5 м і кількістю людей $N_л$=3 особи; дорослі люди в звичайному легкому одязі. Площа однієї людини f=0,1 м^2.

б) ділянка №2 довжиною l_2=5,5 м, шириною δ_2=1,4 м; $N_л$=3 особи. Ділянка – двері в коридор.

в) ділянка №3 довжиною l_2=2,2 м, шириною δ_2=1 м; $N_л$=3 особи. Ділянка – двері на вулицю.

Густина людського потоку D на першій ділянці:

$$D_1 = \frac{3 \cdot 0,1}{6,2 \cdot 1,5} = 0,032 \ \frac{\text{ì}^2}{\text{ì}^2}$$

За таблицею 14.4 обираю швидкість руху людей на першій ділянці v_1=100 м/хв або v_1=1,67 м/с при даній густині потоку людей; інтенсивність руху на ділянці №1 q_1=3,2 м/хв.

Час, який необхідний для евакуації людей з першої ділянки:

$$\tau_1 = \frac{6,2}{1,67} = 3,7 \text{ ñ}$$

Інтенсивність руху потоку на ділянці №2:

$$q_2 = \frac{3,2 \cdot 1,5}{1,4} = 3,43 \ \frac{\text{ì}}{\text{õâ}}$$

За таблицею 14.4 обираю швидкість руху людей на ділянці №2 v_2=100 м/хв або v_2=1,67 м/с при даній інтенсивності руху людей.

Час, який необхідний для евакуації людей з ділянки № 2:

$$\tau_2 = \frac{5,5}{1,67} = 3,3 \text{ ñ}$$

Інтенсивність руху потоку на ділянці №3:

$$q_3 = \frac{3,43 \cdot 1,4}{1} = 4,8 \ \frac{\text{ì}}{\text{õâ}}$$

За таблицею 14.4 обираю швидкість руху людей на ділянці №3 v_3=100 м/хв або v_3=1,67 м/с при даній інтенсивності руху людей.

Час, який необхідний для евакуації людей з ділянки № 3:

$$\tau_3 = \frac{2,2}{1,67} = 1,3 \ \text{ñ}$$

Загальний час, який необхідний для евакуації людей з приміщення № 4 шляхом № 2:

$$\tau^2 = 3,7 + 3,3 + 1,3 = 8,3 \ \text{ñ}$$

Оскільки загальний час евакуації людей шляхом №2, τ^2=8,3 с, що менше ніж час заповнення приміщення димом, τ=20,56 с, то немає необхідності встановлення протидимової вентиляції для приміщення №4.

15 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Дипломним проектом передбачено встановлення 3-х контактних водонагрівачів КВН–2,9Гс та додаткового обладнання в існуючому приміщенні котельні.

Встановлення КВН дозволить зменшити експлуатаційні витрати, покращити екологічну ситуацію та поліпшити теплопостачання населення за рахунок впровадження енергозберігаючих технологій виробництва теплової енергії.

Задачею техніко-економічного розрахунку є визначення капіталовкладень на проектовані системи опалення та гарячого водопостачання у котельні, економічної ефективності, терміну окупності системи.

Котельня повністю автоматизована та оснащена системою диспетчеризації і не потребує постійної присутності чергового оператора.

15.1 Вихідні дані

Ціни на енергоносії видано замовником.

Вихідні дані зведені в таблицю 15.1 та 15.2

Таблиця 15.1 – Вартість обладнання

Обладнання	Тип, марка	Кількість (штук)	Вартість (грн.)
1	2	3	4
Контактний водонагрівач	КВН-2,9Гс	3	567000
Вентилятор дуттьовий	РСС 40/40	3	39600
Колонка рівнеміра	КУ-000	1	1260
Установка активного магнієвого захисту	ЩИТ-5У	1	9900

Продовження таблиці 15.1

1	2	3	4
Датчик наявності метану, чадного газу, пожежного сповіщення, датчик несанкціонованого проникнення в приміщення котельні	ЩИТ ГПЗ	1	5940
Електронний блок управління	БА-2	1	9600
Мережний насос І контура	Д 200-36а	2	55260
Мережний насос ІІ контура	Д 320-50а	2	51000
Насос бака запасу холодної води	КМ 65-50-160	1	3356
Насос холодної води	КМ 65-50-160	2	6712
Циркуляційний насос ГВП	КМ 80-65-160	2	9324
Мембранна ємність	Reflex N400	1	4565
Пластинчатий теплообмінник на опалення	S110-IS10-240-TLA	2	60000
Пластинчатий теплообмінник на ГВП	S110-IS10-134-TLA	1	25000
Сума			848517

Таблиця 15.2 – Вихідні дані для техніко-економічного розрахунку

Найменування	Одиниці виміру	Величина
1	2	3
Теплопродуктивність контактного водонагрівача	МВт	2,9
Теплопродуктивність котельні	МВт	8,7
Вартість палива	грн. за 1000 $і^3$	4032

Продовження таблиці 15.2

1	2	3
Вартість електроенергії	коп./кВт·год	0,7437
Вартість води	грн./ $\grave{\imath}^3$	3,75
Середня заробітна плата	грн./місяць	1147
Чисельність обслуговуючого персоналу (для обслуговування 25 котелень)	осіб	133
Річна витрата палива	тис. $\grave{\imath}^3$	2510
Річна витрата води	тис. $\grave{\imath}^3$	92,5
Річна витрата електроенергії	тис. кВт·год	916,8
Річна виробка тепла	МДж/рік	$75{,}6 \cdot 10^6$

15.2 Експлуатаційні витрати

Експлуатаційні витрати включають витрати на роботу обладнання, експлуатацію будівель, заробітну плату і затрати, безпосередньо пов'язані з виробітком теплоти.

Експлуатаційні витрати визначаються за рік роботи котельні. Річні експлуатаційні витрати складаються із витрат на паливо, що споживається котельною, $C_{ï}$; електричну енергію, яка надходить від зовнішніх джерел електропостачання, C_e; воду, яка витрачається в котельні, $C_{â}$; амортизацію обладнання, $C_{îáë}$; заробітну плату обслуговуючому персоналу, $C_{ç.ï.}$; інші затрати, $C_{ií}$.

15.2.1 Річні експлуатаційні затрати на паливо, грн/рік

$$C_{ï} = B_{ð^3 \div í} \cdot Ö_{ï} \qquad (15.1)$$

де $B_{ð^3 \div í}$ - річна витрата палива, тис. ì ^{3}/рік;

$Ö_{ï}$ - вартість палива за 1000 ì ^{3};

$$C_{ï} = 2510 \cdot 4032 = 10120 \text{ òèñ. ãðí/ð}^3\text{ê}.$$

15.2.2 Річні експлуатаційні затрати на водопостачання, грн./рік

$$C_{â} = G^{â}_{ð³÷} \cdot Ö_{â} \qquad (15.2)$$

де $G^{â}_{ð³÷}$ - загальна витрата води на котельню, ì ^{3}/рік;

$Ö_{â}$ - вартість води;

$$Ñ_{â} = 92500 \cdot 3,75 = 346875 \text{ грн/рік;}$$

15.2.3 Річні експлуатаційні витрати на електроенергію, грн/рік

$$Ñ_{å} = Å_{ð³÷} \cdot Ö_{å} \qquad (15.3)$$

де $Å_{ð³÷}$ - річна витрата електроенергії, (кВт·год)/рік;

$Ö_{å}$ - вартість електроенергії, грн/(кВт·рік);

$$Ñ_{å} = 916800 \cdot 0,7437 = 681824 \text{ грн/рік.}$$

15.2.4 Зарплата персоналу за нарахуванням, грн

$$C_{çï} = Ç_{ï} \cdot n_{ï} \cdot 12 \cdot Ê_{í}\ , \qquad (15.4)$$

де $Ç_{ï}$ – середня місячна зарплата одного працюючого, грн;

$n_{ï}$ – кількість персоналу, чол.;

$Ê_{í}$ – коефіцієнт, що враховує нарахування на заробітну плату в розмірі 37,5 %, $Ê_{í}$ =1,375.

$$C_{çï} = 1147 \cdot 133 \cdot 12 \cdot 1,375 = 190885891 \ \frac{ãðí}{ð³ê}$$

Відповідно до проекту «Оптимізація системи теплозабезпечення м. Олександрія Кіровоградської області» комунального підприємства Олександрійської міської ради передбачено 25 котелень з загальною чисельністю персоналу, який обслуговуватиме ці котельні – 133 особи.

Запроектована котельня не потребує постійної присутності обслуговуючого персоналу, тому розраховую частку зарплати персоналу, що припадає на одну котельню від загальної зарплати всього персоналу.

$$C_{çï_1} = \frac{Ñ_{çï}}{25} \qquad (15.5)$$

$$C_{çï_1} = \frac{190885891}{25} = 7635436 \ \frac{ãðí}{ð³ê}$$

15.2.5 Амортизаційні відрахування

Приймаємо

$$\tilde{N}_{\text{îáë}} = 0{,}15 \cdot \hat{E}_{\text{îáë}} \qquad (15.6)$$

де $K_{\text{îáë}}$ - вартість обладнання, грн..

$$\tilde{N}_{\text{îáë}} = 0{,}15 \cdot 848517 = 127278 \text{ грн}$$

15.2.6 Затрати на поточний ремонт

$$C_p = 0{,}2 \cdot C_{\text{îáë}} \qquad (15.7)$$

$$C_p = 0{,}2 \cdot 127278 = 25456 \text{ грн/рік}$$

15.2.7 Загальнокотельні та інші затрати

$$C_{\text{çê}} = 0{,}2 \cdot (\tilde{N}_{\text{çï}} + \tilde{N}_{\text{îáë}} + \tilde{N}_{D}) \qquad (15.8)$$

$$C_{\text{çê}} = 0{,}2 \cdot (7635436 + 127278 + 25456) = 1557634 \ \frac{\text{ãðí}}{\text{ð³ê}}$$

15.2.8 Сумарні річні експлуатаційні затрати

$$\tilde{N}^{\text{ð³÷}} = \tilde{N}_{\text{ï}} + \tilde{N}_{\text{â}} + \tilde{N}_{\text{å}} + \tilde{N}_{\text{çï}} + \tilde{N}_{\text{îáë}} + \tilde{N}_{\text{ð}} + \tilde{N}_{\text{çê}} \qquad (15.9)$$

$$\tilde{N}^{\text{ð³÷}} = 10120 + 346875 + 681824 + 7635436 + 127278 + 25456 + 1557634) = 10384623 \text{ грн}$$

15.2.9 Собівартість виробленої теплової енергії

$$S = \frac{C^{\text{ð³÷}}}{Q^{\text{âèðî á}}_{\text{ð³÷}}} \qquad (15.10)$$

$$S = \frac{10384623}{75{,}6 \cdot 10^6} = 0{,}137 \ \frac{\text{ãðí}}{\text{Ì Äæ}}.$$

15.3 Річний економічний ефект

$$E_{\partial} = (S_1 - S_2) \cdot Q^{\text{ð³ê}}_{\text{âèð}} \qquad (15.11)$$

де S_1 - собівартість теплової енергії від тепломереж (видано замовником);

S_2 - собівартість виробленої теплової енергії.

$$E_{\partial} = (0{,}139 - 0{,}137) \cdot 75{,}6 \cdot 10^6 = 151200 \text{ грн/рік}$$

15.4 Термін окупності

$$T = \frac{K}{E_{\partial}} \qquad (15.12)$$

де К- капітальні витрати;

E_{∂} - економічний ефект, грн./рік

Тоді

$T = \frac{848517}{151200} = 5,6$ років (в енергетиці термін окупності до 6,6 років).

15.5 Коефіцієнт ефективності капіталовкладень

$$E = \frac{1}{T} \qquad (15.13)$$

$$E = \frac{1}{5,6} = 0,18 \ \frac{1}{\text{ð}^3\text{ê}} > E_H = 0,15$$

E_H - нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, для об'єктів теплоенергетики E_H=0,15.

З економічної точки зору здійснення проекту є доцільним.

Ефективність капіталовкладень

$$E_{âô} = Å_Ð - Ê \cdot Å_Í \qquad (15.14)$$

$E_{âô} = 151200 - 848517 \cdot 0,15 = 23923$ грн/рік.

ВИСНОВКИ

У дипломному проекті розроблено проект реконструкції котельні №35 по вулиці Карла Лібкнехта, 35 в м. Олександрія Кіровоградської області.

Загальна встановлена теплова потужність котельні 8,7 МВт, тому передбачено встановлення 3-х контактних водонагрівачів КВН-2,9Гс. Влітку котельня працює виключно на потреби гарячого водопостачання, теплове навантаження на котельню влітку 1,9 МВт.

Було виконано розрахунок теплової схеми котельні. Здійснено вибір основного та допоміжного обладнання: 3 пластинчастих теплообмінника, 3 дуттьовий вентилятори РСС-40/40, 2 мережевих насоси типу Д 200-36а, 2 мережевих насоси типу Д 320-50а, 1 циркуляційний насос типу КМ 80-65-160, 2 насоси сирої води типу КМ-65-50-160, 1 насос баку запасу холодної води типу КМ-65-50-160, розширювальний бак Reflex N200.

Здійснено розрахунок димової труби, висота якої становить 34 метри.

Розглянута система водопідготовки і водоочистки, які відповідають за процеси обробки води та призначені для поліпшення якісних характеристик рідини. Для захисту від корозії використовується установка активного магнієвого захисту «Щит», для пом’якшення води використовуються солерозчинник та натрій-катіонітовий фільтри ФІПа І.

Була визначена річна витрата палива на котельню, розглянуті питання щодо захисту оточуючого середовища, енергозбереження, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Котельня повністю автоматизована, всі параметри роботи зведені на пульт диспетчерсько-аварійної служби, немає необхідності постійної присутності обслуговуючого персоналу.

Також наведено техніко-економічне обґрунтування, що дозволило визначити термін окупності реконструйованої котельні, який становить близько 5,6 років.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Долінський А.А. Енергозбереження та екологічні проблеми енергетики // Вісник НАН України, 2006, №2.

2. Україна. Огляд енергетичної політики – 2006 // International Energy Agency // OECP/MEA, 2006.

3. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби на Україні. – Київ: КТМ 204 України 244-94, 1996.-636 с.

4. Боженко М.Ф., Сало В.П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. – К.: ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2004. – 192 с.

5. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання (частина І «Теплові мережі і споруди»).Навчальний посібник.–К.: Кондор, 2007.–244 с.

6. Єнін П.М., Шишко Г.Г., Предун К.М. Газопостачання населених пунктів і об’єктів природним газом. Навчальний посібник. – К.: Логос, 2002.-198 с.

7. Постанова Кабінету Міністрів України від 14.02.2002 р. №139 “Основні напрямки прискорення реформування ЖКГ”. ”Програма реформування ЖКГ на 2002 – 2005 роки та на період до 2010 р.

8. ДНАОП 0.00-1.26-96, “Правила будови і безпечної експлуатації котлів з тиском пари не більш 0,7 МПа (0,7 кгс/см^2), водогрійних котлів і водопідігрівачів з температурою нагріву води не вище 115 °С”.К.: Держнаглядохоронпраці України. 1995. 174 с.

9. Алабовский О.М. и др. „Проектування котелень промислових підприємств”. Навч. посіб./О.М. Алабовський, М.Ф. Боженко, Ю.В. Хоренженко.- К.: Вища шк., 1992. – 207с.: іл.

10. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

11. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.

12. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.

14. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації.

15. Методичні вказівки до вивчення курсу «Високотемпературні тепло технологічні процеси та установки». Розділ «Аеродинамічні розрахунки димового тракту. Вибір димососа та визначення висоти димової труби». Укладач – Анцев Б.В.

16. Каталог насосного обладнання серії Д

17. Каталог насосного обладнання типу КМ

18. Каталог фірми Reflex