

Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« 8 » 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи теплопостачання восьмиповерхового готельного комплексу загальною площею 5494 м² з розробкою дахової котельної.

Виконав: студент групи 47-ТЕ-22

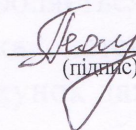

(підпис)

Шелякін Б.В.

Керівник роботи:

к.т.н., доцент кафедри ТТСПУ МННІ НУК

(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис)

Пацурковський П.А.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

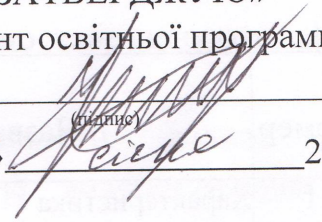
Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

Спеціальність 144 – «Теплоенергетика»

Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

«13»  2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту **Шелякін Богдан Володимирович**

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка системи теплопостачання
восьмиповерхового готельного комплексу загальною площею 5494 м² з
розробкою дахової котельної.

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ТТСПУ МННІ НУК Пацурковський П.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК № 8 від «12» 01 2026 року

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру: 05.06.2026

3. Вихідні дані по роботі: Об'єктом проектування є житловий
восьмиповерховий будинок, розташований у місті Львів з офісами розміщеними
на першому поверсі. План житлового будинку. Фасад будівлі орієнтований на
південь Рельєф ділянки забудови - спокійний.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання.
2. Розробка системи опалення.
3. Розробка системи вентиляції.
4. Розробка системи гарячого водопостачання.
5. Розрахунок дахової котельні.
6. Розробка заходів з охорони праці

5. Перелік презентаційних матеріалів

1. План будівлі. 2. Аксонометрична схема опалення 3. Аксонометрична схема вентиляції. 4. Креслення дахової котельної.

6. Консультанти розділів роботи

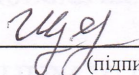
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

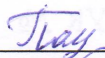
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання	04.03.26	
2	Розробка системи опалення	18.03.26	
3	Розробка системи вентиляції	15.04.26	
4	Розробка системи ГВП.	29.04.26	
5	Розробка дахової котельної	01.05.26	
6	Розробка заходів з охорони праці	06.05.26	
7	Графічна частина	27.05.26	

Студент


(підпис)

Шелякін Б.В.

Керівник роботи


(підпис)

Пацурковський П.А.

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі розроблено проєкт систем теплопостачання для житлової будівлі з урахуванням сучасних вимог до енергоефективності, комфорту та безпеки. Запроєктовано водяну двотрубну систему опалення з горизонтальним розведенням і поквартирним обліком, використано сучасні металопластикові трубопроводи та каналні конвектори. Система гарячого водопостачання реалізована на основі індивідуального теплового пункту з циркуляційними стояками. Передбачено вентиляційні системи: природна — у санвузлах, механічна — в офісних приміщеннях, з використанням установок з рекуперацією тепла. Для кондиціонування окремих приміщень запроєктовано спліт-системи. Теплогенерація здійснюється даховою котельнею на базі модульних котлів. У роботі також розглянуто питання охорони праці та заходи з енергозбереження, що забезпечують ефективне функціонування систем теплопостачання.

Ключові слова: система водяного опалення, дахова котельня, індивідуальний тепловий пункт (ІТП), гаряче водопостачання (ГВП), тепловий баланс, енергоефективність, вентиляція з рекуперацією, спліт-система кондиціонування, охорона праці, тепла ізоляція, каналізація, металопластикові труби, каналні конвектори, циркуляція гарячої води, мультизональна вентиляція.

ABSTRACT

The qualification project develops the building engineering systems for a residential facility, focusing on energy efficiency, thermal comfort, and operational safety. A hydronic two-pipe heating system with horizontal distribution and apartment-level metering is designed, using modern multilayer (metal-plastic) piping and channel convectors (Purmo). Domestic hot water is prepared in an individual heat substation (IHS) located in the basement; circulation risers made of steel water-gas pipes ensure the required temperature parameters. Ventilation is implemented as natural (gravitational) in sanitary rooms and mechanical in office areas, with air-handling units (Vents) equipped with heat recovery ($\eta \approx 83\%$) and air distribution via diffusers; in the remaining rooms, decentralized supply-exhaust units (Prana) are applied. Local air conditioning (Daikin split systems) is provided for management offices. Heat generation is ensured by a rooftop boiler plant comprising six modular MN-100 boilers (Ukrinterm) with a total installed capacity of 600 kW to cover a design load of 520 kW; each boiler is equipped with an individual flue. Heat is distributed in the IHS, which also accommodates two

storage water heaters for DHW and water-treatment equipment for heating and ventilation circuits. The project includes an occupational health and safety section and proposes energy-saving measures to minimize operating costs and environmental impact.

Keywords: hydronic heating, individual heat substation, rooftop boiler plant, heat recovery ventilation, domestic hot water, energy efficiency, occupational safety

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	8
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	10
2.1 Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики.....	10
2.2 Підрахунок тепловтрат будинку (в повному об'ємі для характерних приміщень – кутове, суміжне, на першому, проміжному поверхах, сходовій клітці).....	18
2.3 Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи.....	33
2.4 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення.....	33
2.5 Підбір і розрахунок нагрівальних приладів.....	41
2.6 Підбір сушарки для рушників.....	43
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	45
3.1 Обґрунтування вибору систем вентиляції згідно з приміщеннями.....	45
3.2 Розрахунок та підбір приточно-витяжної системи за допомогою провітрювачів.....	48
3.3 Розрахунок та підбір приточно-витяжної системи за допомогою повітроготувальника.....	51
3.3.1 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВ1 та підбір повітроготувальника.....	53
3.3.2 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВ3 та підбір повітроготувальника.....	54
3.4 Підбір додаткового обладнання для систем ПВ1 та ПВ3.....	56
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ.....	58
4.1 Теплові потоки на гаряче водопостачання.....	58
4.2 Гідравлічний розрахунок системи гарячого водопостачання.....	61
4.2.1 Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів	61
4.2.2 Гідравлічний розрахунок подавальних і циркуляційних трубопроводів системи гарячого водопостачання в режимі циркуляції.....	66

4.3	Підбір водоміра холодної води.....	67
4.4	Підбір насосів.....	68
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ДАХОВОЇ КОТЕЛЬНІ.....		71
5.1	Вихідні дані.....	71
5.2	Склад палива і розрахунок процесів горіння.....	71
5.3	Визначення теплової потужності ТГУ і вибір типу та кількості котлоагрегатів.....	71
5.4	Розрахунок теплової схеми ТГУ.....	74
5.5	Визначення номінальної годинної витрати газу котельні.....	78
5.6	Гідравлічний розрахунок газопроводів-вводів і внутрішніх газопроводів.....	78
5.7	Аеродинамічний розрахунок газоповітряного тракту котельні	78
5.8	Підбір допоміжного обладнання.....	82
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....		84
6.1	Охорона праці при монтажу систем газопостачання.....	84
6.2	Техніка безпеки при монтажі систем опалення.....	84
6.3	Вимоги безпеки під час монтажу систем вентиляції.....	85
6.4	Основні вимоги до виробничого освітлення.....	85
ВИСНОВОК.....		90
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		91

ВСТУП

Житлові, громадські та промислові будівлі в містах і робітничих поселеннях є основними споживачами теплової енергії. У житлових і громадських спорудах тепла енергія використовується на комунально-побутові потреби та для забезпечення належних санітарно-гігієнічних умов перебування людей у приміщеннях. У промислових будівлях, згідно з вимогами технологічних процесів, тепла енергія додатково використовується для виготовлення продукції.

Варто зазначити, що з кожним роком споживання теплової енергії зростає. Це зумовлено активним введенням в експлуатацію нових житлових та громадських будівель, поганою теплоізоляцією існуючих споруд, а також тепловими втратами під час транспортування теплоносія. Крім того, сучасні будівлі характеризуються збільшенням нормативної корисної площі на одну людину та підвищеними вимогами до витрат гарячої води. Удосконалення об'ємно-планувальних рішень і впровадження нових технологічних процесів також сприяють зростанню потреби в теплі.

Споживачі теплової енергії умовно поділяються на дві основні групи: комунально-побутові та технологічні. До комунально-побутових споживачів належать системи опалення, вентиляції, кондиціювання повітря та гарячого водопостачання.

Кожна теплоспоживальна система має свій режим роботи, який визначається величиною витрати тепла протягом певного періоду часу (години, доби, опалювального сезону тощо). Для задоволення теплових потреб у будівлях передбачаються відповідні інженерні системи, які отримують теплову енергію від джерел теплоти через теплові мережі.

Раціональним джерелом енергії для комунального та промислового секторів є газоподібне паливо, зокрема природний газ. Порівняно з твердим паливом, він має такі переваги: нижча собівартість, вищий коефіцієнт корисної дії, кращі санітарно-гігієнічні показники, а також більша зручність у

використанні завдяки високому рівню автоматизації. Основною складовою природного газу є метан (CH_4), що забезпечує високу теплотворну здатність.

Проектування котельні є невід'ємною частиною будь-якого теплопостачального комплексу. Важливими аспектами при цьому є вибір типу котельного обладнання, його енергоефективність, правильне просторове розміщення та забезпечення безпечних і надійних умов монтажу та експлуатації.

Система опалення – це сукупність технічних засобів, призначених для отримання, транспортування і передачі необхідної кількості теплової енергії в опалювані приміщення. Її ефективність визначається здатністю підтримувати комфортну температуру за мінімальних витрат енергії.

В умовах енергетичної кризи та зростання тарифів на енергоресурси особливої актуальності набувають енергозберігаючі технології. У сучасних проектах систем теплопостачання передбачається впровадження ряду заходів з енергозбереження, таких як:

- використання обладнання з високим коефіцієнтом корисної дії;
- застосування автоматизованих систем керування витратами теплоносія;
- використання рекуператорів у системах вентиляції;
- якісна теплоізоляція трубопроводів;
- впровадження квартирного або поквартирного обліку споживання енергії;
- регулювання температури в залежності від зовнішніх погодних умов.

Таким чином, основним завданням при проектуванні теплопостачання є створення збалансованої, надійної та енергоефективної системи, що відповідає чинним нормативним вимогам і сприяє зниженню витрат паливно-енергетичних ресурсів.

Мета дослідження: Метою даної кваліфікаційної роботи є проектування ефективної, енергоощадної та надійної системи теплопостачання, яка включає водяну систему опалення, систему гарячого водопостачання, вентиляцію та дахову котельню з індивідуальним тепловим пунктом (ІТП). Проект має забезпечити комфортні умови проживання та експлуатації будівлі при

мінімальних енерговитратах і відповідності чинним будівельним, екологічним та санітарно-гігієнічним нормам.

Основні завдання: Розрахунок теплових навантажень будівлі для потреб опалення, вентиляції та гарячого водопостачання;

Вибір та обґрунтування типу і схеми системи опалення;

Проектування системи гарячого водопостачання з циркуляцією;

Вибір обладнання для механічної та природної вентиляції;

Розробка схеми дахової котельні та її технічне обґрунтування;

Розробка заходів з енергозбереження та охорони праці при монтажі та експлуатації інженерних систем.

Очікувані результати дослідження: Розроблено комплексний інженерний проєкт систем теплопостачання будівлі з урахуванням сучасних енергозберігаючих технологій;

Обґрунтовано вибір обладнання (радіатори, конвектори, котли, рекуператори, насосне обладнання) з точки зору енергоефективності, вартості та надійності;

Запропоновано рішення, які забезпечують нормативні показники мікроклімату у приміщеннях;

Опрацьовано технічні рішення, що дозволяють зменшити витрати енергії на обігрів і вентиляцію будівлі;

Підготовлено рекомендації щодо монтажу та експлуатації проєктованих систем з урахуванням вимог охорони праці та безпеки.

Об'єкт дослідження: Об'єктом дослідження є система теплопостачання, вентиляції та гарячого водопостачання. Зокрема, розглядається проектування дахової котельні, внутрішньобудинкових систем опалення та вентиляції з урахуванням сучасних енергоощадних технологій і нормативних вимог.

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.

В даній бакалаврській кваліфікаційній роботі проектується система теплопостачання житлового восьмиповерхового будинку у м. Львів з офісними приміщеннями, розташованими на першому поверсі. Розміри будинку в плані становлять 39 140 × 18 120 мм.

У будинку запроектовані такі інженерні системи: опалення, гаряче водопостачання, вентиляція та дахова котельня з індивідуальним тепловим пунктом (ІТП), розміщеним у підвалі. Додатково виконується розділ з охорони праці.

Сиссема опалення — водяна, двотрубна з горизонтальною розводкою та поквартирним обліком тепла. Трубопроводи виконані з металопластикових труб фірми Aquatherm, нагрівальні прилади — каналні конвектори фірми Purmo.

Для потреб гарячого водопостачання вода готується в ІТП, розміщеному у підвалі. Стояки системи виконані зі сталевих водогазопровідних труб. У системі передбачена циркуляція для забезпечення розрахункових параметрів гарячої води.

Внутрішнє газопостачання здійснюється шляхом газифікації квартир через газоспоживальні прилади, а саме — чотирьохконфорочні плити, а також через дахову котельню.

Кондиціювання повітря передбачається у кабінетах директорів, розташованих на першому поверсі. Запроектовано встановлення спліт-систем фірми Daikin.

Система вентиляції проектується природною (гравітаційною) у санвузлах та механічною в офісних приміщеннях. В окремих приміщеннях запроектовано механічну вентиляцію з побудженням за допомогою повітроготувальних установок фірми Vents із послідовно розташованими рекуператорами, ефективність яких становить близько 83 %. В якості розподільних пристроїв використовуються анемостати. В інших приміщеннях передбачено застосування прямооточної припливно-витяжної вентиляції вітчизняного виробництва Prana.

Котельня — дахова з встановленням модульних котлів МН-100 фірми Укрінтерм. Запроектовано шість котлоагрегатів загальною потужністю 600 кВт, навантаження на котельню — 520 кВт. Для кожного котла передбачена окрема димова труба. Споживачами теплової енергії, виробленої у котельні, є системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Розподіл тепла відбувається в ІТП, де запроектовано встановлення двох ємнісних водонагрівачів для системи гарячого водопостачання та обладнання для підготовки теплоносія систем опалення і вентиляції.

Місто будівництва — Львів.

Основні кліматичні параметри:

Середньорічна температура зовнішнього повітря — $+7,8\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Середня температура зовнішнього повітря найхолоднішої п'ятиденки з коефіцієнтом забезпеченості 0,92 — $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Середня температура опалювального періоду (період з середньодобовою температурою повітря нижче $8\text{ }^{\circ}\text{C}$) — $-0,8\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Тривалість опалювального періоду — 178 діб;

Кількість градусодіб для м. Львів становить 3702, що відносить його до І кліматичної зони.

Повторюваність напрямків вітру у відсотках і середню швидкість вітру за напрямками для м. Львів за січень і липень згідно з [1] зводимо в табл.1.1

Таблиця 1.1

Напрямкі вітра

Румби		Пн.	ПнСх.	Сх.	ПдСх.	Пд.	ПдЗх.	Зх.	ПнЗх.
січень	P, %	9,0	10,0	11,9	8,7	14,7	14,9	20,2	10,6
	V, m/c	3,1	2,9	3,5	2,8	3,2	3,4	3,6	3,6
липень	P, %	19,5	12,3	11,0	5,3	7,5	8,3	10,4	15,7
	V, m/c	2,4	2,3	2,2	2,0	2,1	2,5	2,7	2,5

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1 Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики

Теплотехнічний розрахунок зовнішньої стіни

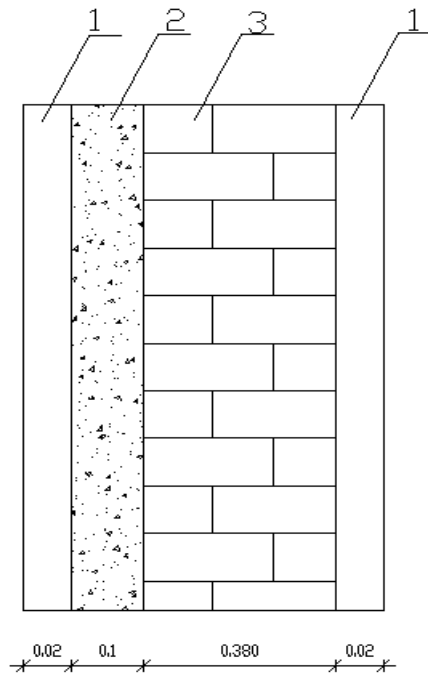


Рис. 2.1

1 – Тиньк

2 – утеплювач (плити з еструдованого пінополістиролу $\gamma_0 = 30$ кг/м³);

3 – цегляна кладка

4 – вапняно-піщаний тиньк

Товщини шарів

$$\delta_1 = 0,02 \text{ м};$$

$$\delta_2 = x \text{ м};$$

$$\delta_3 = 0,38 \text{ м};$$

$$\delta_4 = 0,02 \text{ м};$$

Коефіцієнти теплопровідності

дод.3*[2]:

$$\lambda_1 = 0,7, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_2 = 0,037, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_3 = 0,7, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\lambda_4 = 0,81, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

Нормативне значення термічного опору теплопередачі для I-ої температурної зони, дод. 4 [2]:

$$R^H = 3,3 \, \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Визначаю загальний термічний опір підвального перекриття:

$$R^{п.п} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$R^{п.п} = R^H$$

$$\alpha_6 = 8,7 \, \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}; \text{ - коеф. тепловіддачі внутрішньої поверхні дод.4*[2];}$$

$$\alpha_3 = 23 \, \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}; \text{ - коеф. тепловіддачі зовнішньої поверхні дод.4*[2].}$$

$$3,3 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{\delta_x}{0,037} + \frac{0,38}{0,7} + \frac{0,02}{0,81} + \frac{1}{23};$$

$$\delta_x = 0,0942 \approx 0,1 \text{ м};$$

Товщина утеплювача становить $\delta_4 = 0,1 \text{ м}$.

Обчислюю фактичне значення термічного опору підвального перекриття:

$$R^{п.п} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$R^{п.п} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,1}{0,037} + \frac{0,38}{0,7} + \frac{0,02}{0,81} + \frac{1}{23}$$

$$R^{п.п.} = 3,46 \, \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Отже: $R^H < R^{п.п.}$;

Обчислюю коефіцієнт теплопередачі:

$$K_{гор.} = \frac{1}{R^{п.п.}} = 0,29 \, \frac{Bm}{m^2 \times ^\circ C}.$$

Теплотехнічний розрахунок горищного перекриття

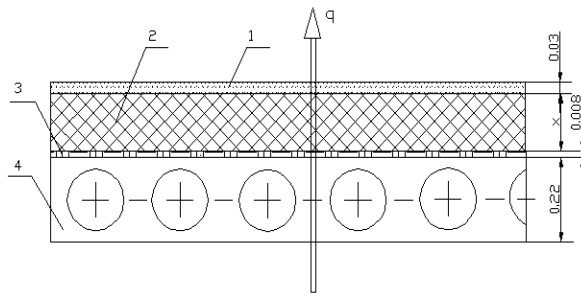


Рис. 2.2

- 1 – цементно-пісчана стяжка;
 2 – утеплювач (плити з еструдованого пінополістиролу $\gamma_0 = 80 \text{ кг/м}^3$);
 3 – руберойд $\gamma_0 = 600 \text{ кг/м}^3$.
 4 – з/б плита

Товщини шарів :

$$\delta_1 = 0,03 \text{ м};$$

$$\delta_2 = x \text{ м};$$

$$\delta_3 = 0,008 \text{ м}$$

$$\delta_4 = 0,22 \text{ м};$$

Коефіцієнти теплопровідності

$$\lambda_1 = 0,76, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_3 = 0,17, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_2 = 0,043, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$R_4 = R^{3/6} \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Нормативне значення термічного опору теплопередачі для I-ої температурної зони, дод. 4 [2]:

$$R^H = 4,95, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Спочатку визначаю термічний опір багатопустотної залізобетонної панелі, як неоднорідного захищення:

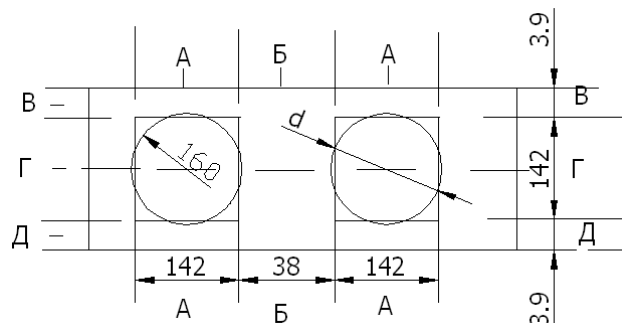


Рис 2.3

Круглі отвори замінюю на рівновеликі квадрати зі стороною:

$$a = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 160^2}{4}} = 142 \text{ мм};$$

Розглядаючи ділянку панелі площею 1 м^2 , розбиваю панель на характерні перетини з однорідною конструкцією паралельно тепловому потоку і перпендикулярно до нього.

Термічний опір панелі *паралельний тепловому потоку* знаходжу так:

В перетині А-А:

$$R_{A-A} = 2 \times \frac{0,039}{\lambda_{з/б}} + R_{нов.пр.} = 2 \times \frac{0,039}{1,92} + 0,15 = 0,19, \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot ^\circ C};$$

де $\lambda_{з/б} = 1,92 \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot ^\circ C}$ коефіцієнт теплопровідності з/б панелі дод.3*[1]; $R_{нов.пр.} =$

$0,15 \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot ^\circ C}$ - термічний опір повітря дод.4[2].

Перетин Б-Б:

$$R_{Б-Б} = \frac{0,22}{1,92} = 0,11, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Загальний термічний опір панелі паралельний тепловому потоку:

$$R_{II} = \frac{\frac{F_A + F_B}{R_A + R_B}}{\frac{F_A}{R_A} + \frac{F_B}{R_B}} = \frac{(0,142 \times 1) + (0,038 \times 1)}{\frac{0,142 \times 1}{0,19} + \frac{0,038 \times 1}{0,11}} = 0,165 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Термічний опір панелі *перпендикулярний тепловому потоку* знаходжу так:

В перетині В-В:

$$R_{В-В} = R_{Д-Д} = \frac{0,039}{1,92} = 0,02, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

В перетині Г-Г попередньо знаходжу середній коефіцієнт теплопровідності пропорційно розмірам панелі:

$$\lambda_{нов.пр.} = \frac{\delta_{нов.пр.}}{R_{нов.пр.}} = \frac{0,142}{0,15} = 0,95 \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot ^\circ C};$$

$$\lambda_{Г-Г} = \frac{\lambda_{нов.пр.} \times \delta_{нов.пр.} + \lambda_{з/б} \times \delta_{з/б}}{\delta_{нов.пр.} + \delta_{з/б}} = \frac{0,95 \times 0,142 + 1,92 \times 0,038}{0,142 + 0,038} = 1,13 \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot ^\circ C};$$

$$R_{\Gamma-\Gamma} = \frac{\delta_{\Gamma-\Gamma}}{\lambda_{\Gamma-\Gamma}} = \frac{0,142}{1,13} = 0,13, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Загальний термічний опір панелі перпендикулярний тепловому потоку:

$$R_{\perp} = R_{B-B} + R_{\Gamma-\Gamma} + R_{Д-Д} = 0,17 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Дійсний термічний опір залізобетонної панелі:

$$R^{3/6} = \frac{R_{\parallel} + 2 \cdot R_{\perp}}{3} = \frac{0,165 + 2 \cdot 0,17}{3} = 0,17, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$$

$$R^{3/6} = 0,17 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$$

Визначаю загальний термічний опір горищного перекриття:

$$R^{Г.П.} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_x}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_4 + \frac{1}{\alpha_3}, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

де $\alpha_6 = 8,7, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}$; - коеф. тепловіддачі внутрішньої поверхні дод.4*[2]; $\alpha_3 = 12, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}$; - коеф. тепло-віддачі зовнішньої поверхні дод.4*[2].

$$R^{Г.П.} = R^H$$

$$4,95 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,03}{0,76} + \frac{\delta_x}{0,043} + \frac{0,008}{0,17} + 0,17 + \frac{1}{12};$$

$$\delta_x = 0,1935 \approx 0,20 \text{ м};$$

Товщина утеплювача становить $\delta_2 = 0,20 \text{ м}$.

Обчислюю фактичне значення термічного опору горищного перекриття:

$$R^{Г.П.} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_4 + \frac{1}{\alpha_3}, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$R^{Г.П.} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,03}{0,76} + \frac{0,20}{0,043} + \frac{0,008}{0,17} + 0,17 + \frac{1}{12};$$

$$R^{Г.П.} = 5,1 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Отже: $R^H < R^{Г.П.}$;

Обчислюю коефіцієнт теплопередачі:

$$K_{\text{гор}} = \frac{1}{R^{\text{г.п.}}} = 0,20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Теплотехнічний розрахунок перекриття над підвалом

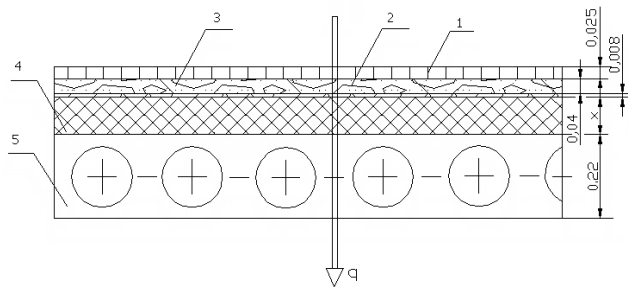


Рис 2.4

1 – паркет (дуб);

2 – цементно-пісчана стяжка;

3 – руберойд $\gamma_0 = 600 \text{ кг/м}^3$

4 – утеплювач (плити з

еструдованого пінополістиролу $\gamma_0 = 80$

кг/м^3);

5 – з/б плита.

Товщини шарів

$$\delta_1 = 0,025 \text{ м}; \quad \delta_4 = x \text{ м}$$

$$\delta_2 = 0,04 \text{ м}; \quad \delta_5 = 0,22 \text{ м};$$

$$\delta_3 = 0,008 \text{ м};$$

Коефіцієнти теплопровідності

дод.3*[2]:

$$\lambda_1 = 0,18, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}; \quad \lambda_4 = 0,043, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_2 = 0,76, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}; \quad R_5 = R^{з/б} = 0,17, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_3 = 0,17, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Термічний опір теплопередачі з/б плити з рис 2.2. $R_5 = 0,17 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$

Нормативне значення табличного опору теплопередачі для I-ої температурної зони, дод. 4 [3]:

$$R^H = 3,75, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Визначаю загальний термічний опір підвального перекриття:

$$R^{\text{п.п.}} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + R_5 + \frac{1}{\alpha_3}, \quad \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

2.3 Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи.

Аксонометричне креслення вузлів технологічних трубопроводів, як правило, розробляється для об'єктів з великою кількістю трубопроводів і складною схемою розводки, а також для труб значного діаметра.

У даному проєкті передбачено систему опалення з примусовою циркуляцією теплоносія, для чого встановлюється циркуляційний насос.

Залежно від способу підключення опалювальних приладів і розведення трубопроводів розрізняють однотрубні та двотрубні системи опалення. Для торгового центру прийнято двотрубну систему з горизонтальною розводкою та поквартирним обліком теплової енергії. У двотрубній системі подаючий і зворотний трубопроводи прокладаються паралельно, а опалювальні прилади підключаються до них паралельно, що забезпечує рівномірне розподілення теплоносія.

Таким чином, у проєкті реалізовано сучасну ефективну систему опалення. Аксонометричну схему системи подано на відповідному кресленні.

2.4 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення

Метою гідравлічного розрахунку трубопроводів системи водяного опалення є визначення діаметрів труб, необхідних для транспортування розрахункової кількості теплоносія за наявного циркуляційного тиску в системі опалення.

Гідравлічний розрахунок виконується методом питомих лінійних втрат тиску, за умови сталого перепаду температури в системі, який у даному випадку становить:

$$\Delta t = t_{\text{подачі}} - t_{\text{звороту}} = 80 - 60 = 20^{\circ}\text{C}.$$

Для визначення гідравлічних характеристик трубопроводів з пластмасових труб використовуються табличні дані, що містять питомі втрати напору залежно від витрати теплоносія і внутрішнього діаметра труби.

Гідравлічний розрахунок розпочинається з визначення розрахункового циркуляційного тиску. У двотрубних системах опалення з циркуляційним насосом розрахунковий тиск визначається за формулою:

$$H_{\text{ц}} = \sum R \cdot L + \sum \zeta \cdot v^2 / 2g$$

де:

- $H_{\text{ц}}$ — розрахунковий циркуляційний тиск, м;
- $\sum R \cdot L$ — сумарні лінійні втрати тиску по всіх ділянках трубопроводу, м;
- $\sum \zeta \cdot v^2 / 2g$ — сумарні місцеві втрати тиску, м;
- R — питомі лінійні втрати тиску, Па/м або м/м;
- L — довжина ділянки трубопроводу, м;
- ζ — коефіцієнт місцевого опору;
- v — швидкість руху теплоносія, м/с;
- g — прискорення вільного падіння (≈ 9.81 м/с²).

$$\Delta P_p = \Delta P_n + \Delta P_{\text{пр}},$$

де $\Delta P_{\text{нас.}}$ - тиск, який створює циркуляційний насос, Па;

$\Delta P_{\text{пр.}}$ — природний (гравітаційний) тиск, Па.

Тиск $\Delta P_{\text{нас.}}$ можна прийняти рівним величині $(80-140)\Sigma l$, Па, Σl — сумарна довжина трубопроводів основного циркуляційного кільця, м. Основним циркуляційним кільцем вважаємо кільце, для якого середні питомі втрати тиску на 1 м довжини трубопроводу є найменшими. В даному випадку це кільце проходить через прилади цокольного (нижнього) поверху.

Природний циркуляційний складається з тиску, який виникає внаслідок охолодження теплоносія в опалювальних приладах $\Delta P_{\text{прил.}}$ і тиску внаслідок охолодження теплоносія в трубопроводах $\Delta P_{\text{труб.}}$:

$$\Delta P_{\text{пр.}} = \Delta P_{\text{прил.}} + \Delta P_{\text{труб}}, \text{ Па.}$$

Величина природного циркуляційного тиску $\Delta P_{\text{прил.}}$. Для двохтрубної системи знаходиться за формулою:

$$\Delta P_{\text{прил.}} = h_1(\gamma_o - \gamma_r) \approx \beta q h_1(t_r - t_o), \text{ Па,}$$

де h_1 — вертикальна відстань між умовним центром охолодження в гілці або опалювальному приладі нижнього поверху і нагрівання (точка змішування

води), м; β – середній приріст густини води при зниженні її температури на 1°C, при розрахунковій різниці $t_r - t_o = 90 - 70$ °C $\beta = 0,6$.

В насосних системах опалення величиною $\Delta P_{пр.}$ можна знехтувати, якщо її величина становить менше $0,1 \Delta P_{нас.}$

Внаслідок проведеного гідравлічного розрахунку втрати тиску в головному циркуляційному кільці, які складаються з N послідовно з'єднаних ділянок, повинні становити:

$$\sum_{1}^N (Rl + Z) \cong 0,9 \Delta P_p, \text{ тобто в запасі } \epsilon 10\% \text{ тиску.}$$

Таблиця 2.3

Розрахунок головного циркуляційного кільця

№ ділянки	Теплове навантаження, Q Вт	Витрата теплоносія, G л/с	Довжина ділянки, м	Діаметр трубопроводу, мм	Питомі втрати тиску, R Па/м	Швидкість теплоносія, V м/с	Витрати тиску на ділянку, R _л Па	Сума коеф. Місцевих опорів, $\sum \zeta$	Втрати тиску, Z Па	Загальні втрати тиску, Rl+Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1-2	167890	2,00	4	76x3,5	64,50	0,535	258	4,55	641,8177	900
2-3	114490	1,36	1,5	70x3,5	49,00	0,438	73,5	3,8	359,273	433
3-4	57370	0,68	8,8	57x3,5	41,70	0,348	366,96	1,8	107,4295	474
4-5	30160	0,35	9,5	45x3	42,80	0,301	406,6	4,55	203,1595	610
5-6	25760	0,31	3	40x3	61,00	0,332	183	0,25	13,58029	197
6-7	21760	0,25	3	40x3	45,80	0,285	137,4	0,25	10,00743	147
7-8	17560	0,21	3	38x3	41,00	0,259	123	0,25	8,264798	131
8-9	13360	0,16	3	30x2,5	84,10	0,322	252,3	0,25	12,77452	265
9-10	9061	0,11	3	30x2,5	40,80	0,22	122,4	0,25	5,963183	128
10-11	4861	0,06	5,5	25x2,5	38,44	0,185	211,42	6,3	106,2617	318
11-12	3130	0,04	8,4	20	81,00	0,26	680,4	0,25	8,328743	689
12-	1570	0,019	8	16	59	0,19	472	16,8	298,8885	771

13										
13-14	3031	0,0347	8,4	20	81,00	0,26	680,4	0,8	26,65198	707
14-15	4760	0,058	5,5	25x2,5	38,44	0,185	211,42	5,8	97,82823	309
15-16	9160	0,11	3	30x2,5	40,80	0,22	122,4	0,8	19,08218	141
16-17	13360	0,16	3	30x2,5	84,10	0,322	252,3	0,8	40,87845	293
17-18	17560	0,21	3	38x3	41,00	0,259	123	0,8	26,44736	149
18-19	21671	0,26	3	40x3	45,80	0,285	137,4	0,8	32,02377	169
19-20	25760	0,31	3	40x3	61,00	0,332	183	0,8	43,45691	226
20-21	30160	0,36	9,5	45x3	42,80	0,301	406,6	4,15	185,2993	592
21-22	57370	0,69	8,8	57x3,5	41,70	0,348	366,96	0,8	47,74646	415
22-23	114490	1,37	1,5	70x3,5	49,00	0,438	73,5	5	472,7276	546
23-24	167890	2,01	4	76x3,5	64,50	0,535	258	6,35	895,7236	1154
										9766

Розрахунок інших циркуляційних кілець (через прилади першого та другого поверхів) проводять, виходячи з втрат тиску в основному циркуляційному кільці.

Розбіжності (неув'язка) у втратах тиску на паралельно з'єднаних ділянках при тупіковому русі теплоносія в розвідних магістралях не повинні перевищувати 15% . Втрати тиску в окремих тунельних конвекторах фірми Purmo згідно технічної інформації фірми виробника .

q – масова витрата теплоносія в приладі, кг/год, визначається за формулою:

$$q = \frac{Q_{np}}{c_v \cdot 1000 \cdot \Delta t_{np}}, \frac{\text{л}}{\text{сек.}}; \Delta t_{np} = 20^\circ\text{C}; c_v = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг } ^\circ\text{C}).$$

Таблиця 2.4

Гідравлічний розрахунок

№ ділянки	навантаження	Витрата Q_{vt}	теплоносія, G л/с	Довжина ділянки, м	трубопроводу	Питомі втрати тиску, R Па/м	теплоносія, V м ³ /с	тиску на ділянці, R _{xl} , Па	Місцевих втрати тиску, R _z , Па	Втрати тиску, Z Па	Втрати тиску, R _l +Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
2-3**	53400	0,637232	1,5	57x3,5	33,00	0,308	49,5	3,8	177,6551	227	
3**- 4**	19680	0,234845	9	38x3	51,70	0,292	465,3	4,3	180,687	646	
4**- 5**	16930	0,202029	3	38x3	41,00	0,259	123	0,5	16,5296	140	
5**- 6**	14180	0,169212	3	30x3	96,00	0,344	288	0,5	29,15947	317	
6**- 7**	11430	0,136396	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	0,5	20,86646	229	
7**- 8**	8680	0,10358	3	25x2,5	104,00	0,31	312	0,5	23,68024	336	
8**- 9**	5930	0,070764	3	25x2,5	54,90	0,223	164,7	0,5	12,25385	177	
9**- 10**	3180	0,037947	7,9	20	70,00	0,25	553	6,3	194,0498	747	
10**- 11**	1550	0,018496	11,9	16	59,00	0,19	702,1	16,8	298,8885	001	
11**- 12**	3180	0,037947	7,9	20	70,00	0,25	553	5,8	178,6491	732	
12**- 13**	5930	0,070764	3	25x2,5	54,9	0,223	164,7	1,6	39,21231	204	
13**- 14**	8680	0,10358	3	25x2,5	104,00	0,31	312	1,6	75,77677	388	

14**-										275
15**	11430	0,136396	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	1,6	66,77266	
15**-										381
16**	14180	0,169212	3	30x3	96,00	0,344	288	1,6	93,3103	
16**-										176
17**	16930	0,202029	3	38x3	41,00	0,259	123	1,6	52,89471	
17**-										705
18**	19680	0,234845	9	38x3	51,70	0,292	465,3	5,7	239,5153	
18**-										283
23	53400	0,637232	1,5	57x3,5	33,00	0,308	49,5	5	233,7568	

$$A = \frac{6453 - 6244}{6453} \times 100\% = 3\%$$

Таблиця 2.5

Гідравлічний розрахунок

№ ділянки	Теплове навантаження, Q Вт	Витрата теплоносія, G л/с	Довжина ділянки, м	Діаметр трубопроводу, мм	Питомі втрати тиску, R Па/м	Швидкість теплоносія, V м/с	Витрати тиску на ділянку, R _{xl} , Па	Сума коеф. Місцевих опорів, $\sum \zeta$	Втрати тиску, Z Па	Загальні втрати тиску, R _l +Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4-5*	27210	0,324702	5,5	45x3	70,80	0,358	389,4	3,35	211,5941	601
5*-										183
6*	23410	0,279356	3	40x3	53,20	0,308	159,6	0,5	23,37568	
6*-										175
7*	19610	0,23401	3	38x3	51,23	0,291	153,69	0,5	20,86646	
7*-										393
8*	15810	0,188663	3	30x2,5	118,70	0,385	356,1	0,5	36,52449	
8*-										229
9*	12010	0,143317	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	0,5	20,86646	
9*-										336
10*	8210	0,097971	3	25x2,5	104,00	0,31	312	0,5	23,68024	

10*- 11*	4410	0,052625	3	25x2,5	32,44	0,169	97,32	0,25	3,518894	101
11*- 12*	2320	0,027685	9	20	43,00	0,18	387	6,3	100,5954	488
12*- 13*	720	0,008592	10	16	18	0,09	180	16,8	67,06363	247
13*- 14*	2320	0,027685	9	20	43,00	0,18	387	5,8	92,61167	480
14*- 15*	4410	0,052625	3	25x2,5	32,44	0,169	97,32	0,8	11,26046	109
15*- 16*	8210	0,097971	3	25x2,5	104,00	0,31	312	1,6	75,77677	388
16*- 17*	12010	0,143317	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	1,6	66,77266	275
17*- 18*	15810	0,188663	3	30x2,5	118,70	0,385	356,1	1,6	116,8784	473
18*- 19*	19610	0,23401	3	38x3	51,23	0,291	153,69	1,6	66,77266	220
19*- 20*	23410	0,279356	3	40x3	53,20	0,308	159,6	1,6	74,80216	234
20*- 21*	27210	0,324702	5,5	45x3	70,80	0,358	389,4	1,6	101,0599	490

$$A = \frac{5844 - 5421}{5844} \times 100\% = 7\%$$

Гідралічний розрахунок

№ ділянки	Теплове навантаження, Q Вт	Витрата теплоносія, G л/с	Довжина ділянки, м	Діаметр трубопроводу, мм	Питомі втрати тиску, R Па/м	Швидкість теплоносія, V м/с	Витрати тиску на ділянці, R _{xl} , Па	Сума коеф. місцевих опорів, $\sum \zeta$	Втрати тиску, Z Па	Загальні втрати тиску, R _I +Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3**_- 4****	33720	0,402387	9	45x3	52,60	0,355	473,4	4,3	267,0656	740
4****_- 5****	29010	0,346181	3	38x2	120,00	0,475	360	0,5	55,59682	416
5****_- 6****	24300	0,289976	3	38x3	83,30	0,361	249,9	0,5	32,11272	282
6****_- 7****	19590	0,233771	3	38x3	51,23	0,291	153,69	0,5	20,86646	175
7****_- 8****	14880	0,177566	3	30x3	102,00	0,364	306	0,5	32,64867	339
8****_- 9****	10170	0,12136	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	0,5	20,86646	229
9****_- 10****	5460	0,065155	3	25x2,5	30,44	0,159	91,32	0,5	6,229554	98
10****_- 11****	3180	0,037947	7,9	20	45,00	0,2	355,5	6,3	124,1919	480
11****_- 12****	1670	0,019928	11,9	16	18	0,09	214,2	16,8	67,06363	281
12****_- 13****	3180	0,037947	7,9	20	45,00	0,2	355,5	5,8	114,3354	470
13****_- 14****	5460	0,065155	3	25x2,5	30,44	0,159	91,32	1,6	19,93457	111
14****_- 15****	10170	0,12136	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	1,6	66,77266	275
15****_-	14880	0,177566	3	30x3	102,00	0,364	306	1,6	104,4757	410

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

3.1 Обґрунтування вибору систем вентиляції згідно з приміщеннями

У даному проекті розглядається готельна будівля з офісними приміщеннями, розміщеними на першому поверсі. Вибір систем вентиляції обґрунтовано функціональним призначенням приміщень, вимогами до мікроклімату, енергоефективності та нормативними документами з проектування інженерних систем.

У житловій частині будівлі передбачено влаштування природної (гравітаційної) витяжної вентиляції. Такий тип вентиляції є економічно доцільним, не потребує електроенергії для роботи вентиляційного обладнання, та відповідає санітарно-гігієнічним вимогам до житлових приміщень. Витяжне повітря видаляється з санвузлів, ванних кімнат та кухонь через вертикальні вентиляційні канали, які розміщуються у капітальних стінах. Приплив повітря здійснюється через відкривні елементи вікон (квартирки), що забезпечує достатній природний повітрообмін у житлових кімнатах.

В офісних приміщеннях, що мають підвищені вимоги до якості повітря та кратності повітрообміну, застосовуються два типи вентиляційних систем:

У частині офісів передбачається встановлення механічних провітрювачів фірми Prana, які забезпечують локальну припливно-витяжну вентиляцію з рекуперацією тепла. Це дозволяє зменшити втрати тепла в опалювальний період і підтримувати нормативні показники повітряного середовища.

В іншій частині офісних приміщень передбачено централізовану припливно-витяжну вентиляцію з використанням повітроготувальних установок фірми Vents. Ці установки забезпечують повноцінну механічну вентиляцію з очищенням, підігрівом або охолодженням припливного повітря та регулюванням об'єму повітрообміну згідно з експлуатаційними потребами.

Розрахунок вентиляції з природним спонуканням

Припливно-витяжна вентиляція з природним спонуканням у житлових квартирах розрахована згідно з діючими нормативами. Попередньо визначаються

розміри, кількість та місця розташування вентиляційних каналів і повітророзподільників. Загальна площа поперечного перерізу вентиляційних каналів визначається на основі розрахункового повітрообміну та рекомендованої швидкості руху повітря в каналах (зазвичай 0,3–1,0 м/с для природної вентиляції).

Канали, які проходять по зовнішніх стінах, додатково утеплюються шаром мінераловатного утеплювача товщиною 5 см для запобігання утворенню конденсату та зменшення теплових втрат. Розрахунок проводимо для приміщення №803 (суміщений санвузол), розрахунковий повітрообмін якого складає 60 м³

Знаходимо гравітаційний тиск в системі вентиляції:

$$P_{gp} = \kappa_z h (\rho_n - \rho_v) 9,81$$

ρ_z – густина зовнішнього повітря при температурі +5°C;

ρ_v – густина внутрішнього повітря;

$$\rho_z = \frac{353}{273 + 5} = 1,27 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_v = \frac{353}{273 + 25} = 1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Має виконуватися умова:

Знаходимо площу каналу:

рекомендована швидкість в каналі.

Приймаємо цегляний канал розміром 140×140, площею 0,0196

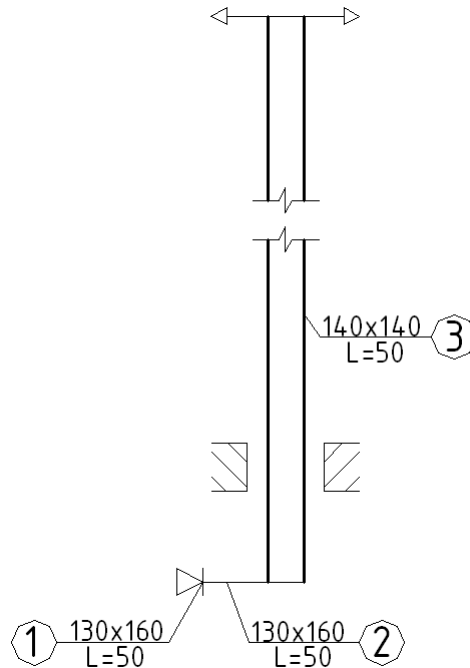


Рис 3.1 Схема цегляного каналу

Дійсна швидкість руху повітря в каналі:

$$v = L / 3600 \times F$$

Підбираємо розмір жалюзійної ґратки:

Приймаємо нерухому жалюзійну решітку:

150×160 – посадочний розмір

190×200 – габаритний розмір

Площа живого січення: $F_{жс} = 0,018 \text{ м}^2$

Знаходимо дійсну швидкість руху повітря в жалюзійній ґратці:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F_{жс}} = \frac{60}{3600 \cdot 0,018} = 0,93 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Підраховуємо коефіцієнти місцевих опорів:

Жалюзійна ґратка з нерухомими жалюзі: $\xi = 0,5$; значення віднесені до швидкості в живому перетині ґратки $\frac{f}{F} = 0,8$. Здійснюємо перерахунок ξ на швидкість в каналі.

Коліно зі зміною січення: при $\frac{f}{F} = 0,62$ $\xi = 0,67$

Вільний вихід в атмосферу: $\xi = 1$

Результати розрахунку заносимо у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1

Аеродинамічний розрахунок природної системи вентиляції

№ діл	$L, \text{м}^3$	$l, \text{м}$	$a \times b, \text{мм}$	мм	$F, \text{м}^2$	$\vartheta, \text{м/с}$	$R, \text{Па/м}$	β	$Rl \cdot \beta, \text{Па}$	Па	$\sum \xi$	$Z, \text{Па}$	$Rl \cdot \beta + Z, \text{Па}$
1	60	-	150x160	-	0,018	0,93	-	-	-	0,51	0,55	0,281	0,281
2	60	0,12	150x160	155	0,024	0,69	0,062	1,325	0,001	0,28	0,67	0,188	0,1979
3	60	3	140x140	140	0,0196	0,85	0,102	1,374	0,42	0,4	1	0,4	0,82

$$\sum 1,2989$$

Отже умова $\sum$ виконується.

$$1,2989 \text{ Па} \leq 2,385$$

3.2 Розрахунок та підбір припливно-витяжної системи за допомогою провітрювачів

Рекуператор Prana — це припливно-витяжна прямоточна система вентиляція (приток і витяжка відбуваються одночасно без змішування повітряних потоків). Корпус вентиляційної системи виконано з харчового АВС пластику. В якості рекуператора повітря використовується вискоєфективний мідний теплообмінник. Система видаляє з приміщення повітря, яке забруднено мікрочасточками пилу та диму і забезпечує приток свіжого і чистого повітря ззовні. При цьому припливне та витяжне повітря проходить різними каналами і не змішується. Під час вентиляції відбувається міжканальна передача тепла, що, власне, і забезпечує енергоефективність системи у будь-яку пору року. Можливість регулювання обсяг повітря, що надходить і видаляється, забезпечує комфорт в приміщенні.

Обираючи звичайну припливну вентиляцію, варто пам'ятати, що зимовий період приміщення буде охолоджуватися. Цього не відбудеться при застосуванні системи з рекуперацією. Нагріте повітря, що видаляється зсередини приміщення,

передає тепло холодному повітрю ззовні через стінки теплообмінника. Завдяки рекуператору ПРАНА коефіцієнт утилізації тепла системою сягає 91%. Те, що система ПРАНА не містить фільтрів, дає змогу отримувати свіже живе повітря, коефіцієнт енергетичної якості якого складає 95-97%.

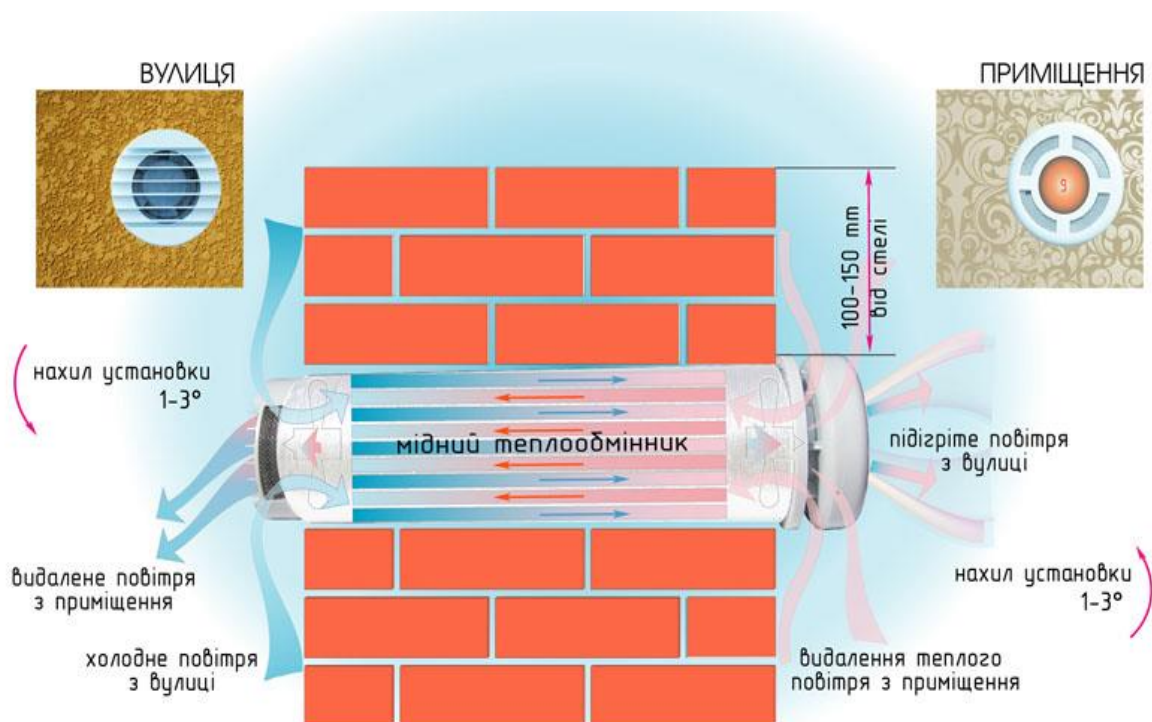


Рис 3.2 Принципова схема рекуператора

В приміщеннях офісу проектуємо локальну систему вентиляції. В цьому випадку повітрообмін на одну людину може буде складати до 25 м³/год зовнішнього повітря. Результат розрахунку заносу в таблицю 3.2

Таблиця 3.2

Результат розрахунку

№ Приміщення	Назва приміщення	Приплив м ³ /год	Витяжка м ³ /год
104	офіс	390	390
107	офіс	390	390
113	офіс	710	710
116	офіс	430	430
117	офіс	710	710

Згідно з витратою повітря в кожному приміщенні підбираємо провітрювані результат заносу в таблицю 3.3:

Результати розрахунків

№ Приміщення	Марка прівітрювача	Приплив м ³ /год	Витяжка м ³ /год
104	200С	225	225
	200С	225	225
107	200С	225	225
	200С	225	225
113	200С	220	220
	200С	220	220
	200G	135	135
	200G	135	135
116	200С	215	215
	200С	215	215
117	200С	220	220
	200С	220	220
	200G	135	135
	200G	135	135

Згідно з рекомендаціями виробника для кліматологічних даних м. Кропивницький ККД прівітрювачів буде становити $\eta=50\%$.

Враховуючи відсутність додаткового нагріву визначаємо додаткові втрати теплоти на нагрівання припливного повітря розрахунок заносу в таблицю 3.4:

$$Q_{\text{вент}} = L \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot (1 - \eta)$$

де L - витрата припливного повітря м³/год

ρ - густина припливного повітря кг/м³

c_p - теплоємність припливного повітря кДж/кг °С

Δt - різниця температур °С

η - ККД %

Таблиця 3.4

Результати розрахунку

№ Приміщення	Приплив м ³ /год	$Q_{\text{вент}}$
104	390	3520
107	390	3520
113	710	5370
116	430	3890
117	710	5370

3.3 Розрахунок та підбір припливно-витяжної системи за допомогою повітроготувальника

В приміщеннях офісу проектуємо локальну систему вентиляції. В цьому випадку повітрообмін на одну людину може бути знижений до 25 м³/год зовнішнього повітря.

Дані розрахунку заносимо в таблицю: 3.5

Таблиця 3.5

Повітрообмін в приміщеннях

№ приміщення	Назва приміщення	F, м ²	Витяжка	Приплив	№ вентиляційної системи	
			L, м ³ /год	L, м ³ /год	Витяжка	Приплив
1	2	3	4	5	6	7
101	офіс	43,2	150	150	ПВ1	ПВ1
111	офіс	43,2	150	150	ПВ2	ПВ2
112	офіс	60,7	220	220	ПВ3	ПВ3
119	офіс	60,7	220	220	ПВ4	ПВ4

Розрахунок проводжу лише для систем ПВ1 та ПВ3 оскільки системи ПВ2 та ПВ4 аналогічні їм.

Підбір перерізу повітропроводів для витяжних і припливних систем вентиляції за допустимими швидкостями повітря

Для кожного приміщення визначаємо площу, кількість, а також розміри витікальних і припливних каналів і решіток. Загальну площу витікальних і припливних каналів для кожного приміщення визначаємо за формулою:

$$F_K = L / (3600 V_{рек}), \text{ м}^2$$

де F_K - площа каналу, м²;

L - продуктивність, м³/год;

$V_{рек}$ - рекомендована швидкість руху повітря в повітропроводах і решітках, м/с;

Задаємося рекомендованими швидкостями руху повітря в повітропроводах V, м/с:

В системах вентиляції з механічним побудженням:

- горизонтальні канали $V_{рек} = 5 \dots 8 \text{ м/с}$,
- вертикальні канали $V_{рек} = 2 \dots 5 \text{ м/с}$,
- в витяжних решітках $V_{рек} = 1,5 \dots 3 \text{ м/с}$,
- в припливних решітках на підлозі $V_{рек} = 1,5 \dots 3 \text{ м/с}$,
- в системах з природнім побудженням $V_{рек} = 0,5 \dots 1 \text{ м/с}$,

і за формулою $F_K = L / (3600 V_{рек})$ знаходимо попередню площу поперечного перерізу каналу. Потім приймаємо стандартний канал повітропроводу і для нього знаходимо дійсну швидкість руху повітря в повітропроводі

$$V_K = L / (3600 F_K), \text{ м}^2/\text{с}.$$

Якщо вона лежить в рекомендованих межах, то залишаємо цей повітропровід, а якщо швидкість значно відрізняється від рекомендованої швидкості то приймаємо інший повітропровід і проводимо перерахунок.

При підборі анемостатів задаємося якоюсь площею і перевіряємо швидкість в анемостатів за формулою:

$$V_{ж.р.} = L / (3600 F_{ж.р.}), \text{ м/с}$$

де L - кількість повітря яка проходить анемостат, $\text{м}^3/\text{год}$;

$F_{ж.р.}$ - площа живого січення анемостата, м^2 ; $F_{ж.р.} = 0,75 \cdot F \cdot V_{рек}$ - швидкість в анемостаті, м/с ; Якщо швидкість повітря в анемостаті лежить в межах рекомендованої, то до встановлення приймаємо цей анемостат. Якщо швидкість значно відрізняється від рекомендованої, то проводимо перерахунок.

Підбираємо анемостат для ПВ1 (за розрахунковим повітрообміном):

Оскільки витрата повітря на приплив та витяжку рівні то підбираємо однакові роздавальні та витяжні пристрої.

Підбираємо розмір анемостата:

Приймаємо рухомий анемостат:

АМ 125 ВРФ

Площа живого перетину: $F_{жс} = 0,008 \text{ м}^2$

Знаходимо дійсну швидкість руху повітря в анемостаті:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F_{\text{жс}}} = \frac{\frac{150}{2}}{3600 \cdot 0,008} = 2,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Підбираємо анемостат для ПВ3 (за розрахунковим повітрообміном):

Оскільки витрата повітря на приплив та витяжку рівні то підбираємо однакові роздавальні та витяжні пристрої.

Підбираємо розмір анемостата:

Приймаємо рухомий анемостат:

АМ 125 ВРФ

Площа живого перетину: $F_{\text{жс}} = 0,008 \text{ м}^2$

Знаходимо дійсну швидкість руху повітря в анемостаті:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F_{\text{жс}}} = \frac{\frac{220}{3}}{3600 \cdot 0,008} = 2,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3.3.1 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВ1 та підбір повітроготувальника.

Аеродинамічний розрахунок проводимо методом питомих втрат тиску. При розрахунку проводимо ув'язку окремих відгалужень (нев'язка не повинна перевищувати 10%). Ув'язка виконується за допомогою регульованих жалюзійних ґраток або діафрагми. Проведений гідравлічний розрахунок дасть змогу визначити втрати тиску в системі і здійснити підбір устаткування.

Результати гідравлічного розрахунку заносимо в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6.

Результати гідравлічного розрахунку

діл	L, м ³ /го д	l, м	Розмір и D, м	F, м ²	V, м/с	R, Па/ м	β	Rl β, Па	R _д , Па	Σζ	Z, Па	Rl β + Z
1	2	3	5	6	7	8	9	10	11	12	14	15
1	150	2,2	0,125	0,0123	3,38	2,8	0,94	6	12	6,7	53,4	59,4
2	75	2,5	0,125	0,0123	1,69	1,6	0,95	3,9	8,9	8	8,9	12,8

$$\Delta P = \sum (Rl \beta + Z + \Delta P_{\text{обл}})$$

$$\Delta P_{\text{обл}} = 150 \text{ Па}$$

$$\Delta P = 59,4 + 12,8 + 150 = 222,2 \text{ Па}$$

З каталогу фірми “Vents” за кількістю повітря, що складає 150 м³/год та втратам тиску (222,2Па) підбираємо припливно-витяжний повітроготувач з рекуперацією тепла, модель “ВУТ 160 ПБ ЕС”. Технічні характеристики:

Максимальна потужність вентиляторів, Вт: 2шт. ×135;

Сумарна напруга установки, А: 1,2;

Максимальна повітропродуктивність, м³/год: 160

Частота обертання, хв⁻¹ : до 2600;

Рівень звукового шуму на відстані 3м, Дб: 33;

Максимальна температура транспортуючого повітря, °С: від -25 до +60;

Матеріал корпусу: алюмоцинк;

Ізоляція: 20 мм мін. вата;

Фільтр: витяжка (G4); приплив (G4(F7));

Діаметр повітропроводу, мм: 125;

Вага, кг: 37;

Ефективність рекуперації: 83%;

Тип рекуператора: перехресний (2 шт послідовно розташовані);

Матеріал рекуператора: пластиковий.

3.3.2 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВЗ та підбір повітроготувальника

Аеродинамічний розрахунок проводимо методом питомих втрат тиску. При розрахунку проводимо ув'язку окремих відгалужень (нев'язка не повинна перевищувати 10%). Ув'язка виконується за допомогою регульованих жалюзійних ґраток або діафрагми. Проведений гідравлічний розрахунок дасть змогу визначити втрати тиску в системі і здійснити підбір устаткування.

Результати гідравлічного розрахунку заносимо в таблицю 3.7

Результати гідравлічного розрахунку

діл	L, м ³ /год	l, м	Розмір и	F, м ²	V, м/с	R, Па/ м	β	Rl β, Па	P _д , Па	Σζ	Z, Па	Rl β + Z
			D, м									
1	2	3	5	6	7	8	9	10	11	12	14	15
1	220	2,2	0,160	0,02	3,2	2,4	0,94	6	10	6,7	68	74
2	150	2,5	0,125	0,0123	3,38	2,8	0,94	6	12	4	34	46
3	75	2,5	0,125	0,0123	1,69	1,6	0,95	3,9	8,9	8	8,9	12,8

$$\Delta P = \sum (Rl \beta + Z + \Delta P_{обл})$$

$$\Delta P_{обл} = 190 \text{ Па}$$

$$\Delta P = 74 + 46 + 12,8 + 190 = 322,8 \text{ Па}$$

З каталогу фірми “Vents” за кількістю повітря, що складає 220м³/год та втратам тиску (322,8Па) підбираємо припливно-витяжний повітроготувач з рекуперацією тепла, модель “ВУТ 350 ПБ ЕС”. Технічні характеристики:

Максимальна потужність вентиляторів, Вт: 2шт. ×175;

Сумарна напруга установки, А: 1,9;

Максимальна повітропродуктивність, м³/год: 350

Частота обертання, хв⁻¹ : до 2600;

Рівень звукового шуму на відстані 3м, Дб: 33;

Максимальна температура транспортуючого повітря, °С: від -25 до +60;

Матеріал корпусу: алюмоцинк;

Ізоляція: 20 мм мін. вата;

Фільтр: витяжка (G4); приплив (G4(F7));

Діаметр повітропроводу, мм: 160;

Вага, кг: 48;

Ефективність рекуперації: 83%;

Тип рекуператора: перехресний (2 шт послідовно розташовані);

Матеріал рекуператора: пластиковий



Рис 3.3 Повітроготувальник ВУТ 350 ПБ ЕС

3.4 Підбір додаткового обладнання для систем ПВ1 та ПВ3

Оскільки можливі несправності в роботі установки , а саме обмерзання рекуператора , або інші його поломки в повітроготувальних установках "ВУТ 350 ПБ ЕС" та "ВУТ 160 ПБ ЕС" передбачені байпасні лінії , за допомогою яких можна здійснювати подачу повітря на час ремонту, або обслуговування.

Для перекривання втрат теплоти та на час ремонту та обслуговування установки в ХПР передбачаю встановлення водяних калориферів в системах ПВ1 та ПВ3.

Калорифери підбираю потужністю яка забезпечить нагрівання розрахункової кількості повітря до розрахункових параметрів.

Згідно з каталогами фірми "Vents" для системи ПВ1 підбираю калорифер НКВ 125-4

Витрата носія через калорифер : $G=0,093$ л/с

Для ПВ3 підбираю калорифер НКВ 125-4

Витрата носія через калорифер : $G=0,136$ л/с



Рис 3.4 Водяний калорифер НКВ 125-4

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

4.1 Теплові потоки на гаряче водопостачання

Система гарячого водопостачання передбачається у всьому будинку.

Середній тепловий потік на гаряче водопостачання житлового будинку, Вт, визначається за формулою :

$$Q_{hm} = 1,163 \cdot q_T^h \cdot \rho_t \cdot (55 - t_c) \cdot (1 + k^t)$$
$$Q_{hm} = 1,163 \cdot 0,844 \cdot 985,73 \cdot (55 - 5) \cdot (1 + 0) = 48378,3 \text{ Вт}$$

де q_T^h – середня година витрата гарячої води за добу, м³/год, визначається за формулою:

$$q_T^h = \frac{q_{um}^h \cdot U}{24 \cdot 1000}$$
$$q_T^h = \frac{95 \cdot 208}{24 \cdot 1000} = 0,823 \text{ м}^3/\text{год} \text{ для житлової частини}$$
$$q_T^h = \frac{6 \cdot 85}{24 \cdot 1000} = 0,021 \text{ м}^3/\text{год} \text{ для житлової частини}$$

де q_{um}^h – норма витрати гарячої води середня за добу на одного споживача

для житлової частини будівлі, $q_{um}^h = 95 \frac{\text{л}}{\text{добу}}$, для офісів ;

U – кількість мешканців будинку ;

$\rho_t = 985,73 \text{ кг/м}^3$ – густина води при;

$t_r = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ (для закритої системи тепlopостачання);

$t_c = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура холодної води в опалювальний період;

k^t – коефіцієнт, який враховує тепловтрати в трубопроводах системи ГВ, $k^t = 0,2$ (якщо в системі ГВ є сушарки рушників).

Максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання житлового будинку, Вт, визначається за формулою:

$$Q_{hmax} = 1,163 \cdot (q_T^h \cdot k^t + q_{hr}^h) \cdot \rho_t \cdot (55 - t_c),$$
$$Q_{hmax} = 1,163 \cdot (0,844 \cdot 0,1 + 4,31) \cdot 985,73 \cdot (55 - 5) = 251888 \text{ Вт}$$

де q_{hr}^h - максимальна годинна витрата гарячої води, м³/год:

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot q_{o,hr} \cdot \alpha_{hr},$$

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot 170,36 \cdot 5,06 = 4,31$$

$q_{o,hr}^h$ – годинна витрата гарячої води санітарно-технічним приладом, для даного випадку, виходячи з заданого рівня благоустрою житлового будинку в завданні на проектування: для офісів $q_{o,hr}^h = 60 \frac{\text{л}}{\text{год}}$; для житлової частини $q_{o,hr}^h = 200 \frac{\text{л}}{\text{год}}$; $\alpha_{hr} = f(N \cdot P_{hr})$ – величина, яка залежить від загальної кількості водорозбірних приладів N , шт., які обслуговуються даною системою гарячого водопостачання та імовірності їх використання в системі ГВП.

Кількість водорозбірних приладів в системі ГВП житлового будинку $N = 203$ шт та $N = 14$ для офісів.

Імовірність дії водорозбірних приладів системи ГВ визначається за формулою:

$$P = \frac{q_{hr,u}^h \cdot U}{3600 \cdot q_o^h \cdot N}$$

$$P = \frac{10 \cdot 208}{3600 \cdot 0,18 \cdot 203} = 0,016 \quad \text{для житлової частини}$$

$$P = \frac{2 \cdot 85}{3600 \cdot 0,09 \cdot 14} = 0,0375 \quad \text{для офісів}$$

$$P \sum_i = \frac{\sum_i N_i P_i}{\sum_i N_i}$$

$$P \sum_i = \frac{0,016 \cdot 203 + 0,0375 \cdot 14}{217} = 0,0172$$

де $q_{hr,u}^h$ – норма витрати гарячої води 1 споживачем за годину найбільшого водоспоживання, у даному випадку, виходячи з заданого рівня благоустрою житлового будинку $q_{hr,u}^h = 95 \frac{\text{л}}{\text{год}}$ для житлової частини та $q_{hr,u}^h = 6 \frac{\text{л}}{\text{год}}$ для офісів q_o^h – секундна витрата гарячої води водорозбірним приладом, віднесена до одного

приладу[2,6]. Для житлового будинку заданого рівня благоустрою для житлової частини $q_o^h = 0,18$ л/с, для офісів $q_o^h = 0,09$ л/с

Імовірність використання водорозбірних приладів системи ГВП:

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot P \cdot q_o^h}{q_{o,hr}^h}.$$

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,016 \cdot 0,18}{200} = 0,052 \quad \text{для житлової частини}$$

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,0375 \cdot 0,09}{60} = 0,2025 \quad \text{для офісів}$$

Середня годинна витрата гарячої води санітарно-технічними приладами визначається за формулою:

$$q_{o,hr}^h = \frac{\sum_1^i NiPhr, iqo, hr.i}{\sum_1^i NiPhr, i}$$

$$q_{o,hr}^h = \frac{203 \cdot 0,052 \cdot 200 + 14 \cdot 0,2025 \cdot 60}{203 \cdot 0,052 + 14 \cdot 0,2025} = 170,36 \frac{\text{л}}{\text{год}}$$

Середня секундна витрата гарячої води санітарно-технічними приладами визначається за формулою:

$$q_o = \frac{\sum_1^i Ni, Pi, qoi}{\sum_1^i NiPi}$$

$$q_o = \frac{203 \cdot 0,016 \cdot 0,18 + 14 \cdot 0,0375 \cdot 0,09}{203 \cdot 0,016 + 14 \cdot 0,0375} = 0,1675 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Імовірність використання водорозбірних приладів системи ГВП у всій системі :

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot P \cdot q_o}{q_{o,hr}^h}.$$

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,0172 \cdot 0,1675}{170,36} = 0,061$$

Значення α_{hr} визначаємо за величиною добутку NP_{hr} згідно додатку 4[3] або [4].

$$NP_{hr}=217 \cdot 0,061 = 13,237 \Rightarrow \alpha_{hr}=5,06$$

4.2 Гідравлічний розрахунок системи гарячого водопостачання

4.2.1 Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів

Мета гідравлічного розрахунку подавальних трубопроводів системи гарячого водопостачання полягає у визначенні таких діаметрів трубопроводів, які б забезпечували подачу розрахункової витрати води до найвіддаленішої та високо розташованої точки водозабору.

Для виконання гідравлічного розрахунку розробляється аксонометрична схема системи гарячого водопостачання із зображенням всіх водорозбірних приладів та запірної арматури. Вся система розбивається на окремі розрахункові ділянки, які характеризуються сталою витратою води. Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів системи ГВП необхідно виконувати, виходячи з розрахункової витрати гарячої води $q^{h,cir}$ з врахуванням циркуляційної витрати, л/с, яка визначається за формулою:

$$q^{h,cir} = q^h \cdot (1 + k_{cir}),$$

де q^h – максимальна секундна витрата гарячої води, л/с, на розрахунковій ділянці системи; k_{cir} – коефіцієнт, який враховує наявність циркуляційної витрати на головних ділянках мережі ГВ. Цей коефіцієнт залежить від співвідношення $\frac{q^h}{q_{cir}}$ і приймається для водопідігрівників та початкових ділянок системи до першого водорозбірного стояка за додатком 5[2], для всіх інших ділянок мережі $k_{cir} = 0$.

Максимальна секундна витрата гарячої води, л/с, на розрахунковій ділянці системи визначається за формулою:

$$q^h = 5 \cdot q_o^h \cdot \alpha,$$

де q_0^h – секундна витрата гарячої води водорозбірним приладом, віднесена до одного приладу, л/с; α – коефіцієнт, який залежить від добутку загальної кількості N водорозбірних приладів та імовірності їх дії P (див. дод.4[2]),

В першому наближенні приймаємо $k_{cir}=0$, відповідно

$$q^{h,cir} = q^h \cdot (1 + k_{cir}) = q^h \cdot (1 + 0) = q^h.$$

За відомим значенням $q^{h,cir}$ за номограмою в додатку 6[3] (у випадку закритої системи) для гідравлічного розрахунку сталевих трубопроводів гарячого водопостачання визначаємо умовний діаметр трубопроводу d_y , мм, швидкість води на ділянці v , м/с, та питомі втрати тиску на тертя R , Па/м. Рекомендовані швидкості руху води для внутрішньої водопровідної мережі приймаються в магістралях і стояках в межах до 1,5 м/с, в підводках до водорозбірних приладів – до 2,5 м/с[4].

Втрати тиску на окремих ділянках трубопроводів, Па, вираховують за формулою:

$$\Delta P = Rl \cdot (1 + k_l), (14)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя при розрахунковій витраті на ділянці, Па/м; l – довжина ділянки трубопроводу, м; k_l – коефіцієнт, який враховує втрати тиску на ділянці в місцевих опорах. Для відкритих систем тепlopостачання $k_l = 0,3$. Для закритих систем тепlopостачання: для подавальних і циркуляційних розподільних трубопроводів $k_l = 0,2$; для трубопроводів у межах теплових пунктів, а також для трубопроводів водорозбірних стояків з сушарками рушників $k_l = 0,5$; для трубопроводів водорозбірних стояків без сушарок рушників і циркуляційних стояків $k_l = 0,1$.

Втрати напору на розрахунковій ділянці, м вод.ст., визначаються за формулою:

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}.$$

У формулі ρ – густина води, кг/м³, $g = 9,81$ м/с².

Результати розрахунків зводимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.2

Розрахунок циркуляційних витрат на ділянках систем ГВП

№ діл.	l, м	d _y , мм	q, Вт/м	Q ^{ht}	$\sum Q^{\text{ht}}$ кВт	q ^{сir} , л/с
				кВт		
1	1,7	16	22,2	0,03774	0,0377	0,001061
2	1,9	16	22,2	0,04218	0,04218	0,001186
3	1,7	16	22,2	0,03774	0,03774	0,001061
4	3,7	16	22,2	0,08214	0,08214	0,002309
5	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
6	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
7	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
8	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
9	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
10	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
11	3	25	20	0,06	0,06	0,001687
12	4,9	25	20	0,098	0,098	0,002755
13	5,7	25	20	0,114	0,114	0,003205
14	5,7	32	32,2	0,18354	0,18354	0,00516
15	4,9	25	20	0,098	0,098	0,002755
16	8,2	40	30,2	0,24764	0,24764	0,006962
17	3	50	45,9	0,1377	0,1377	0,003871

Таблиця 4.3

Гідравлічний розрахунок циркуляційних трубопроводів

№ діл.	d _y ,	l,	q ^{cir} ,	R,	v,	k _l ,	ΔP,	ΔH
	мм	м	л/с	Па/м	м/с		Па	м вод.ст.
Подавальне півколо								
4	16	3,7	0,002309	7	0,11	0,2	31,08	0,00322
5	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
6	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
7	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
8	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
9	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
10	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
11	25	3	0,001687	50	0,05	0,2	180	0,01866
12	25	4,9	0,002755	50	0,05	0,2	294	0,03048
13	25	5,7	0,003205	50	0,05	0,2	342	0,03546
14	32	5,7	0,00516	45	0,03	0,2	307,8	0,03191
15	25	4,9	0,002755	50	0,05	0,2	294	0,03048
16	40	8,2	0,006962	30	0,02	0,2	295,2	0,03061
17	50	3	0,003871	20	0,02	0,2	72	0,00746
							ΣHпод	0,322656
Циркуляційне півколо								

1*	16	4,9	0,002755	4	0,73	0,2	23,52	0,00244
2*	16	5,7	0,003205	7	1,25	0,2	47,88	0,00496
3*	20	5,7	0,00516	60	2,92	0,2	410,4	0,04255
4*	20	4,6	0,010319	60	1,4	0,2	331,2	0,03434
5*	25	6,9	0,020638	50	0,68	0,2	414	0,04292
6*	25	8,5	0,017434	50	0,54	0,2	510	0,05288
7*	32	30,1	0,038072	45	0,85	0,2	1625,4	0,16852
$\Sigma_{\text{Нцир}}$								0,348609

Сума втрат напору на розрахункових ділянках подавального трубопроводу системи гарячого водопостачання, м вод.ст., визначається як:

$$\sum H_{tot,l} = \sum_{n=1}^N \Delta H,$$

де N – кількість розрахункових ділянок подавального трубопроводу.

Визначення тепловтрат подавальних трубопроводів в системі гарячого водопостачання та циркуляційних витрат:

Втрати теплоти на розрахунковій ділянці системи ГВ, Вт, визначаються:

$$Q^{ht} = q \cdot l,$$

де q – втрати теплоти 1 м трубопроводу даного діаметру, Вт/м, визначаються за таблицею дод.4. залежно від типу трубопроводу, його прокладання та діаметру;

l – довжина ділянки, м.

Сумарні втрати теплоти трубопроводами системи ГВП $\sum Q^{ht}$, кВт, визначаються за формулою:

$$\sum Q^{ht} = \sum_1^i Q_i^{ht} + \sum_1^i Q_{cm} + n Q_{c.p.},$$

де $\sum_1^i Q_i^{ht}$ – сума тепловтрат всіх ділянок трубопроводів; $\sum_1^i Q_{ct}$ – сума тепловтрат трубопроводів стояків; n – кількість сушарок рушників;

Визначення циркуляційних витрат на ділянках системи ГВП необхідно починати з головної ділянки. Для інших ділянок системи циркуляційна витрата розподіляється пропорційно до величин сумарних втрат теплоти трубопроводами

включно до вузлових точок. Циркуляційна витрата гарячої води, л/с, на головній ділянці системи ГВП визначається за формулою[2]:

$$q^{\text{cir}} = \beta \cdot \frac{\sum Q^{\text{ht}}}{c \cdot \Delta t},$$

де β – коефіцієнт, який враховує розрегулювання циркуляції в системі гарячого водопостачання; $\sum Q^{\text{ht}}$ – сумарні тепловтрати трубопроводами системи ГВП, кВт; $c = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність води; Δt – різниця температур в подавальних трубопроводах системи ГВП до найвіддаленішої водорозбірної точки, °С.

Вибір значень Q^{ht} , Δt та β залежить від схеми ГВП:

Для систем, в яких не передбачається циркуляція води по водорозбірних стояках Q^{ht} визначається за подавальними і розподільними трубопроводами, $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, $\beta = 1$;

Після визначення значень циркуляційних витрат $q_{\text{цир}}$ на окремих ділянках мережі здійснюється перевірка значень коефіцієнта циркуляції $k_{\text{цир}}$ на розрахункових кільцях. У випадку, якщо значення $k_{\text{цир}} > 0$, це свідчить про розбалансування гідравлічного режиму. У такій ситуації необхідно виконати коригування витрат теплоносія на початкових ділянках циркуляційного кільця з метою досягнення гідравлічного балансу системи.

При коригуванні витрат слід також врахувати зміну витрат напорів, що супроводжує зміну витрат, а за потреби — скоригувати розрахункові діаметри подавальних трубопроводів. Відповідні значення уточнюються у таблиці 3, що містить розрахункові параметри ділянок системи.

4.2.2 Гідравлічний розрахунок подавальних і циркуляційних трубопроводів

Розрахунок режиму циркуляції у системі гарячого водопостачання виконується аналогічно до розрахунку в режимі водорозбору. Втрати напорів на окремих ділянках трубопроводів визначаються за тими ж гідравлічними залежностями, з урахуванням значень циркуляційних витрат.

У процесі розрахунку подавального півкола циркуляційного кільця вважається, що діаметри трубопроводів на відповідних ділянках вже визначені з попереднього розрахунку (див. таблицю 4.2). На основі відомих значень діаметрів та циркуляційних витрат (також згідно з таблицею 4.2) обчислюються всі інші необхідні параметри: швидкість руху води, втрати напору, питомі втрати тощо.

Отримані результати заносяться до відповідної розрахункової таблиці, яка є основою для подальшого гідравлічного балансування системи та перевірки коефіцієнтів циркуляції. Під час розрахунку циркуляційного півкола діаметри трубопроводів ділянок циркуляційного півкола приймаються на 1–2 калібри менше відповідних ділянок подавального трубопроводу.

У кожному півколі вираховується сума втрат напору:

$\sum H_{\text{под.тр}}^p$ – втрати напору в подавальних трубопроводах системи в розрахунковому циркуляційному режимі, м вод. ст.;

$\sum H_{\text{цир.тр}}^p$ – втрати напору в циркуляційних трубопроводах в розрахунковому циркуляційному режимі, м вод. ст.

Сумарні втрати напору в подавальних і циркуляційних трубопроводах до найбільш віддалених стояків кожної гілки системи не повинні відрізнятися для різних гілок більше ніж на 10% [2].

Діаметри трубопроводів циркуляційних стояків необхідно визначати таким чином, що при циркуляційних витратах в стояках або секційних вузлах втрати тиску між точками приєднання їх до розподільчого подавального і збірною циркуляційного трубопроводу не відрізнялися більше ніж на 10% [4].

4.3 Підбір водоміра холодної води

У випадку закритої системи тепlopостачання лічильники витрати води необхідно встановлювати перед підігрівниками на вводі холодного водопроводу. Діаметр умовного проходу лічильника приймають за величиною середньогодинної витрати води за добу максимального водоспоживання q_T^h , яка не

повинна перевищувати експлуатаційну витрату водоміра[2]. Ще один лічильник встановлюємо на загальному циркуляційному трубопроводі.

Для прийнятого водоміра визначаємо такі технічні характеристики: діаметр умовного проходу $d_y=20$ мм;

номінальна витрата $1,2 \text{ м}^3/\text{год}$;

верхня межа витрати $3 \text{ м}^3/\text{год}$;

нижня межа $0,03 \text{ м}^3/\text{год}$;

поріг чутливості $0,015 \text{ м}^3/\text{год}$.

Втрати напору у водомірі при пропуску секундної витрати води, м вод.ст., визначаються за формулою:

$$h = S \cdot q^2,$$

$$h = 14,5 \cdot 0,09^2 = 0,12 \text{ м. вод.ст.}$$

де q – розрахункова секундна витрата води на ділянці, л/с; $S = 14,5 \text{ м}/(\text{м}^3/\text{год})^2$ – гідравлічний опір лічильника, приймається за даними табл.4[3].

Визначаємо технічні характеристики лічильника на вводі:

діаметр умовного проходу $d_y=40$ мм;

номінальна витрата $6,4 \text{ м}^3/\text{год}$;

верхня межа витрати $16 \text{ м}^3/\text{год}$;

нижня межа $0,16 \text{ м}^3/\text{год}$;

поріг чутливості $0,08 \text{ м}^3/\text{год}$.

Втрати напору у водомірі при пропуску секундної витрати води, м вод.ст., визначаються за формулою:

$$h = S \cdot q^2,$$

$$h = 0,5 \cdot 0,45^2 = 0,10 \text{ м. вод.ст.}$$

де q – розрахункова секундна витрата води на ділянці, л/с; $S = 0,5 \text{ м}/(\text{м}^3/\text{год})^2$ – гідравлічний опір лічильника, приймається за даними табл.4[2].

4.4 Підбір насосів

Підвищувальні насоси

Підвищувальні насоси підбираються за величинами розрахункових витрат гарячої води $q^{h,cir}$ та сумарних втрат напору в системі.

Потрібний напір для режиму водорозбору визначається як сума втрат напору, м вод.ст.:

$$H^{nomp} = H_{geom} + \sum H_{tot,l} + H_f + h + H_n,$$

$$H^{nomp} = 22,7 + 2,4 + 2 + 0,10 + 1,27 = 28,47 \text{ м вод.ст.}$$

де $H_{geom} = 22,7$ м – геометрична висота подачі води, м, від вісі насосу до найбільш високо розташованого санітарно-технічного приладу;

$\sum H_{tot,l} = 2,4$ м вод.ст. – сума втрат напору на розрахункових ділянках подавального трубопроводу системи гарячого водопостачання, м вод.ст. (див. табл. 3); $h = 0,12$ м вод. ст. – втрати напору в лічильниках витрати води (водомірах), м вод.ст.; $H_f = 2$ м вод.ст. – вільний напір санітарно-технічного приладу (ванна) за даними дод.2[2], м вод.ст.; $H_n = 1,27$ м вод.ст. – втрати напору в трубках водопідігрівника, м вод.ст.

Розрахунковий напір підвищувальних насосів визначається за формулою:

$$H_p = H^{nomp} - H_g,$$

$$H_p = 28,47 - 25,18 = 3,29 \text{ м вод.ст.}$$

де $H_g = 25,18$ м вод.ст. – найменший гарантований напір в зовнішній водопровідній мережі (для закритих систем тепlopостачання), м вод.ст., для відкритих систем тепlopостачання H_g – напір у зворотній магістралі теплової мережі на вводі в будинок в місці приєднання до неї системи ГВ, м вод.ст.

Отже, підбираємо підвищувальний насос за витратою $q^h = 1.62$ м³/год, та напором $H_p = 3,29$ м вод.ст., встановлюємо один робочий та один резервний насос.

Встановлюємо один робочий насос типу K5 /15:

- потужність $P = 1,5$ кВт;
- максимальний напір $H_{max} = 15$ м вод. ст.
- максимальна витрата $G_{max} = 5$ м³/год;

- частота обертання $n=2240$ об/год;

Циркуляційні насоси

Напір циркуляційних насосів, м вод. ст., визначається за формулою:

$$H_{ц.н.} = \sum H_{цир.тр.} + \left(\frac{\chi \cdot q^{h,cir} + q^{cir}}{q^{cir}} \right)^2 \cdot \sum H_{под.тр.},$$

$$H_{ц.н.} = 0,49 + \left(\frac{0,15 \cdot 0,45 + 0,12}{0,12} \right)^2 \cdot 0,29 = 1,20 \text{ м вод. ст.}$$

де $\sum H_{цир.тр.} = 0,49$ м. вод. ст. – втрати напору в циркуляційних трубопроводах в циркуляційному режимі, м вод.ст.; χ – доля залишкового водорозбору. Для будинків довжиною до 60 м $\chi = 0,15$, $\sum H_{под.тр.} = 0,25$ м. вод. ст.– втрати напору в подавальних трубопроводах в циркуляційному режимі, м вод.ст.

За значеннями $H_{ц.н.}$, м вод. ст., та q^{cir} , л/с, Приймається насос з наступними характеристиками:

- потужність $P=0,13$ кВт;
- максимальний напір $H_{max}=2$ м вод. ст.
- максимальна витрата $G_{max}=2,5$ м³/год
- частота обертання $n=3000$ об/год;

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ДАХОВОЇ КОТЕЛЬНІ

5.1 Вихідні дані:

1. Місце будівництва – Львів.
2. Теплове навантаження, МВт.
 - система опалення і вентиляції – 0,26;
 - система гарячого водопостачання – 0,25 .
3. Тип палива – газ .
4. Тип котельні – дахова.
- 5.Схема системи тепlopостачання – 4 трубна закрита.

5.2 Склад палива і розрахунок процесів горіння.

Розрахунки проводяться на 1 кг твердого і рідкого палива або на 1 м³ сухого газоподібного палива при нормальних умовах. Користуючись стехіометричними рівняннями, наведеними в табл. 5.1, визначаються основні показники процесу горіння палива. Ентальпія продуктів горіння палива визначається для двох температур – 100 °С і 2300 °С при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,0$ і $\alpha = 1,4$. На підставі отриманих даних будується графік залежності ентальпії продуктів горіння від температури продуктів горіння.

5.3 Визначення теплової потужності ТГУ і вибір типу та кількості котлоагрегатів.

Теплова потужність опалювальних теплогенеруючих установок (МВт) з водогрійними котлами визначається за формулою:

$$Q_{\text{ТГУ}} = A Q_{\text{ОВ}} + B Q_{\text{ГВ}}$$

Коефіцієнти А і Б залежать від схеми системи тепlopостачання і типу Палива

Для закритої схеми і для палива газ :

$$A = 1,0180 \quad B = 1,0180$$

$$Q_{\text{тгу}} = 0,26 \times 1,0180 + 1,0180 \times 0,25 = 0,52 \text{ МВт.}$$

Склад палива (% за об'ємом) :

$\text{CH}_4=98,5$ $\text{N}_2=-$
 $\text{C}_2\text{H}_6=1$ $\text{CO}_2= -$
 $\text{C}_3\text{H}_8=-$
 $\text{C}_4\text{H}_{10}=0.5$
 $\text{C}_5\text{H}_{12}=-$

Найнижча теплота горіння палива $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 36,56 \text{ МДж/м}^3 = 8738 \text{ Ккал/м}^3$.

Таблиця 5.1

Розрахунок процесу горіння палива

Назва величини при $\alpha = 1$	Формула для розрахунку (газоподібне паливо)	Значення, $\text{м}^3/\text{м}^3$
1.Теоритичний об'єм повітря, необхідний для горіння палива.	$V^0 = 0.0476 \cdot [0.5\text{CO} + 0.5\text{H}_2 + 1.5\text{H}_2\text{S} + \sum (m+n/4)\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2]$	9,63
2.Теоритичний об'єм триатомних сухих газів.	$V_{\text{RO}_2} = 0.01 \cdot (\sum m\text{C}_m\text{H}_n + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S})$	1,025
3.Теоритичний об'єм двоатомних газів.	$V_{\text{R}_2} = 0.79 \cdot V^0 + 0.01 \cdot N$	7,6
4. Теоритичний об'єм водяної пари.	$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0.01(\sum n/2 \cdot \text{C}_m\text{H}_n + \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + 0.124 d_r) + 0.0161 \cdot V^0$	2,025
5. Загальний об'єм димових газів.	$V_{\text{г}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}$	10,65
6. Ентальпія продуктів горіння при температурі газів (кДж/м ³).	$J_{\text{г}}^0 = (V_{\text{RO}_2} \cdot C_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{R}_2} \cdot C_{\text{R}_2}) \cdot t_{\text{г}}$	$J_{\text{г}}^0(100) = 1458$ $J_{\text{г}}^0(2300) = 41427$
7.Ентальпія продуктів горіння при $\alpha > 1$ (кДж/м ³).	$J_{\text{г}} = J_{\text{г}}^0 + (\alpha - 1) \cdot J_{\text{п}}^0$ $J_{\text{п}}^0 = V^0 \cdot C_{\text{п}} \cdot t_{\text{п}}$	$J_{\text{п}}^0 = 1251$ $J_{\text{п}}^0 = 33444$ $J_{\text{г}} = 1958$ $J_{\text{г}} = 54804$

В наведених формулах:

- CH_4 , C_mH_n , N, CO_2 , H_2S , O, CO – процентний вміст відповідно метану, насичених вуглеводнів, азоту, двоокису вуглецю, сірководню, кисню, окису вуглецю, водню в 1 м^3 сухого газоподібного палива ;

- C_n , C_{RO_2} , $\text{C}_{\text{H}_2\text{O}}$, C_{R_2} – питома об'ємна теплоємність, відповідно, повітря, двоатомних та триатомних газів, водяної пари, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

Кількість і потужність котлоагрегатів вибираються так, щоб в різних режимах роботи котельні протягом опалювального періоду вони працювали з навантаженням, максимально близьким до номінального.

В котельні встановлюються однотипні котлоагрегати з однаковою тепловою потужністю; як правило, рекомендується встановлювати три або чотири котлоагрегати.

Якщо ж у котельні встановлюється модульний котлоагрегат, то визначаємо необхідну кількість модулів нагрівання (шт.) :

$$n_m = \frac{Q_{\text{тгу}}}{g_m} = \frac{0,52}{0,1} = 5,2, \text{ приймаємо } 6 \text{ шт.}$$

де g_m – теплова потужність одного модуля нагрівання, МВт.

З додатка 5 вибираємо тип котлоагрегату з тепловою потужністю.

Розрахункова витрата палива V_p (кг/год; $\text{м}^3/\text{год}$) котельнею визначається за формулою:

$$V_p = Q_{\text{тгу}} / Q_n^p \cdot \eta = 0,52 \cdot 3600 / 36,56 \cdot 0,9 = 45,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Q_n^p – нижча розрахункова теплота горіння заданого типу палива ($\text{кДж}/\text{кг}$; $\text{кДж}/\text{м}^3$);

η – ККД вибраного типу котлоагрегату (додаток 5).

Приймаємо котел: Укрінтерн МН 100

- Тип палива : газ

- Габаритні розміри:

$L = 711 \text{ мм}$

$B = 500 \text{ мм}$

$H = 220 \text{ мм}$

-Під'єднання труб:

$$a*b(d_2)=150*490\text{мм}$$

$$d_1=100\text{мм}$$

$$-T_1=95$$

$$-T_2=110$$

$$-К.К.Д.=90\%$$

$$-\Delta P=4*$$

5.4 Розрахунок теплової схеми ТГУ.

При розробці теплової схеми котельні з водогрійними котлами слід враховувати такі вимоги:

- не допускається можливість локального закипання теплоносія;
- при виборі температурного режиму роботи котлоагрегату не допускається можливість випадання кондєнсату на його поверхнях (мінімальна температура води на вході в котлоагрегат при його роботі на газі і малосірчистому мазуті приймається не нижче ніж $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при роботі на сірчистому мазуті – не нижче $90\text{ }^{\circ}\text{C}$).

В дипломній роботі розглядаються закрита чотиритрубна схема. Розрахункові формули для цієї схеми наведені в табл.3. Розрахунок проводиться для чотирьох температурних режимів: при температурі холодної п'ятиденки $t_{хп}$, температурі холодного періоду $t_{хм}$, температурі опалювального періоду $t_{оп}$ і розрахунковій літній температурі ($t_{л} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$). Температура мережевої води при вказаних температурах зовнішнього повітря приймається за температурним графіком залежно від $t_{хп}$ і розрахунковим параметром теплоносія .

При проведенні розрахунку теплової схеми ТГУ задаємося наступними температурами води:

- температура води на вході в установку водопідготовки $t_B = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура води після теплообмінника № 2 $t_{в\text{ } Q_Q} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура води після теплообмінника № 1 $t_{хво\text{ } Q_Q} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура гарячої тгв в місцях водорозбору:

а) не нижче 60 °С – для систем гарячого водопостачання, приєднаних до відкритих систем теплопостачання;

б) не нижче 50 °С – для систем гарячого водопостачання, приєднаних до закритих систем теплопостачання.

Таблиця 5.2

Розрахунок для чотирьох температурних режимів

№	Параметр	Формула	Схема системи теплопостачання			
			t _{х5}	t _{хп}	t _{оп}	t _л
1	Розрахункова температура зовнішнього повітря t _з ^р , °С	середня температура холодної п'ятиденки, холодного місяця, опалювального періоду, літня	-23	-11	-0,8	8
2	Витрата теплоти на опалення, Q _{ОВ} , МВт	$Q_{ОВ} = Q_{ОВ}^p \cdot \frac{(18 - t_z)}{(18 - t_z^p)}$	0,24	0,16	0,11	0,06
3	Витрати теплоти на гаряче водопостачання, Q _{ГВ} , МВт	$Q_{ГВ}^{літ} = 0,82 \cdot Q_{ГВ}^{зим}$	0,26	0,26	0,26	0,21
4	Загальна теплова потужність ТГУ, Q _{ТГУ} , МВт	$Q_{ТГУ} = Q_{ОВ} + Q_{ГВ}$	0,5	0,42	0,37	0,27
5	Температура мережевої води на виході з ТГУ, T ₁ , °С	За температурним графіком	95	72	70	70
6	Температура мережевої води на вході в ТГУ, T ₂ , °С	За температурним графіком	70	55	46	46
7	Витрата мережевої води на потреби ОВ, G _{ОВ} , кг/с	$G_{ОВ} = \frac{Q_{ОВ} \cdot 10^3}{(4,19 \cdot (T_1 - T_2))}$	2,29	2,24	1,09	0,6
8	Витрата гарячої води у споживачів, G _{ГВ} ^{спож} , кг/с	$G_{ГВ}^{спож} = \frac{Q_{ГВ} \cdot 10^3}{(4,19 \cdot (t_{ГВ} - t'_B))}$	1,7	1,7	1,7	1,25

9	Витрата мережевої води на ГВ, $G_{ГВ}$, кг/с	$G_{ГВ} = Q_{ГВ} \cdot 10^3 / (4,19 \cdot (T_1 - T_2))$	2,48	3,6	2,5	2,0
10	Витрата циркуляційної води, $G_{Ц}$, кг/с	$G_{Ц} = (0,05 - 0,1) \cdot G_{ГВ}^{спож}$	0,17	0,17	0,17	0,125
11	Загальна витрата мережевої води, G'_M , кг/с	$G'_M = G_{ОВ}$	2,29	2,24	1,09	0,6
12	Витрата води на підживлення, $G_{підж}$, кг/с	$G_{підж} = (0,02 - 0,025) \cdot G'_M$	0,057	0,056	0,027	0,015
13	Продуктивність установки ХВО, $G_{ХВО}$, кг/с	$G_{ХВО} = G_{підж}$	0,057	0,056	0,027	0,015
14	Витрата теплоти на власні потреби, $Q_{ВП}$, МВт	$Q_{ВП} = 0,03 \cdot Q_{ТГУ}$	0,015	0,0126	0,011	0,0081
15	Загальна теплова потужність ТГУ, $Q'_{ТГУ}$, МВт	$Q'_{ТГУ} = Q_{ОВ} + Q_{ГВ} + Q_{ВП}$	0,515	0,433	0,381	0,278
16	Витрата води через котлоагрегат при розрахунковому режимі, G_K , кг/с	$G_K = Q'_{ТГУ} \cdot 10^3 / (4,19 \cdot (t''_K - t'_K))$	4,91	4,91	4,91	4,91
17	Температура води на виході з котлоагрегату, t''_K , °С	$t''_K = t'_K + Q'_{ТГУ} \cdot 10^3 / (4,19 \cdot G_K)$	95	95	95	95
18	Витрата гріючої води на теплообмінник №1, G_{T_1} , кг/с	$G_{T_1} = G_{ХВО} \cdot (t''_{ХВО} - t'_{ХВО}) / (t''_K - 70)$	0,091	0,078	0,069	0,08
19	Витрата гріючої води на теплообмінник №2, G_{T_2} , кг/с	$G_{T_2} = G_{T_1}$	0,091	0,078	0,069	0,08
20	Витрата гріючої води на деаратор, G_D , кг/с	$G_D = 0,01 \cdot G_{T_1}$	0,00091	0,00078	0,00069	0,0008

21	Витрата води на власні потреби ТГУ, $G_{ВП}$, кг/с	$G_{ВП} = G_{T_1} + G_{T_2} + G_{д}$	0.183	0.157	0.139	0.161
22	Витрата води на вході в мережеві помпи, G_M'' , кг/с	зима $G_M'' = G_M' + G_{ГВ}$	5,38	5,84	3,59	-
		літо $G_M'' = G_{ГВ}$	-	-	-	2,6
23	Температура води на вході в мережеві помпи, $t_{сум}$, °C	$t_{сум} \approx T_2$	70	55	46	46
24	Витрата води на лінії рециркуляції, $G_{рц}$, кг/с	$G_{рц} = G_{к} \cdot (t' - T_2) / (t'' - T_2)$	0	1.84	2,4	2,4
25	Витрата води на перемищці, $G_{ПМ}$, кг/с	$G_{ПМ} = G_{м} \cdot (t'' - T_1) / (t'' - T_2)$	0	1,2	0,55	0,3
26	Розрахункова витрата води через котлоагрегат, $G_{к}$, кг/с	$G_{к}^p = \frac{Q_{об} \cdot 10^3}{4,19 \cdot (t_{к}'' - t_{к}')} + G_{ВП}$	2.47	2,0	1,8	1,6
27	Відносна похибка	$\Delta = \frac{G_{к}^p - G_{к}}{G_{к}^p} \leq 2$	0.49	0,59	0,63	0,6

В розрахунку прийнято такі температури:

- температура холодної води в літній період $t'_b = 10^\circ\text{C}$; в опалювальний період $t'_b = 5^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія на вході в котлоагрегат $t'_k = 70^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія на виході з котлоагрегату $t''_k = 95^\circ\text{C}$;
- температура води перед установкою ХВО, після першого теплообмінника $t''_b = 25^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія на виході з установки ХВО $t'_{ХВО} = 25^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія після другого теплообмінника $t''_{ХВО} = 65^\circ\text{C}$.

5.5 Визначення номінальної годинної витрати газу котельні.

Номінальна витрата газу котельні визначається із залежності:

$$q_{nom} = Q \cdot 3,6 / Q_H^c$$

- номінальне теплове навантаження котельні, кВт

Для котельні виписуємо номінальне теплове навантаження:

$$q_{nom} = (530 \cdot 3,6) / 36,56 = 50,2 \text{ м}^3/\text{год};$$

5.6 Гідравлічний розрахунок газопроводів-вводів і внутрішніх газопроводів

Таблиця 5.3

Гідравлічний розрахунок

№	І діл	Vp	d	p/l	ΔP_l , Па	ΔP_m , Па	ΔP_r , Па	ΔP , Па
1-2.	1,6	10,04	32	4	6,4	18	1,40	25,80381
2-3.	1,6	20,08	40	6	9,6	18	0	27,6
3-4.	4,8	30,1	50	3	14,4	13,5	0	27,9
4-5.	1,6	40,2	70	6	9,6	27	0	36,6
5-6.	40,5	50,2	76	7	283,5	3,5	-11,70	275,3016
6-7.	10,2	50,2	76	7	71,4	3,5	-11,70	63,20158
								456,407

5.7 Аеродинамічний розрахунок газоповітряного тракту котельні

Газоповітряний тракт котельні розбивається на окремі розрахункові ділянки, на яких швидкість і витрата продуктів горіння є постійно і які виготовленні з того ж матеріалу.

Об'єм продуктів горіння при розрахунковому навантаженні і температурі $t = 0^\circ\text{C}$ рівний:

$$V_{\text{пг}}^0 = B_p \cdot (V_{\text{г}}^0 + \Delta\alpha \cdot V^0), \text{ м}^3/\text{год}$$

де B_p – розрахункова витрата палива ($B_p = 45,2 \text{ м}^3/\text{год}$);

$\Delta\alpha$ – величина присмоктав повітря в котлоагрегаті (при спалюванні газу $\Delta\alpha = 0,15$).

Отже:

$$V_{\text{пг}}^0 = 45,2 \cdot (10,85 + 0,15 \cdot 9,63) = 555,7, \text{ м}^3/\text{год}$$

Значення температури продуктів горіння на кожній з розрахунковій ділянок $\Delta t_{\text{діл}}$ знаходять за формулою:

$$\Delta t_{\text{діл}} = l \cdot \Delta t_{\text{пит}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

де l – довжина розрахункової ділянки;

$\Delta t_{\text{пит}}$ – питоме падіння температури продуктів горіння (для металевої частини

$$\Delta t_{\text{пит}} = 1,9^\circ\text{C/м}; \text{ для цегляної частини } \Delta t_{\text{пит}} = 0,35^\circ\text{C/м}).$$

Газоповітряний тракт розбиваємо на 4 ділянки, на цегляну та металеву ділянки труби.

Металева частина димової труби має висоту (довжину) 6 м і розміри в плані $0,496 \times 0,148$ м, площу поперечного перерізу $0,075 \text{ м}^2$. Враховуючи, що ділянка в нас тільки 1 і вона металева, в подальших розрахунках враховуємо зниження температури продуктів горіння тільки на ній. В металевій частині зниження температури продуктів горіння буде:

$$\Delta t_{\text{м.ч.}} = 6 \cdot 1,9 = 11,4 \approx 11^\circ\text{C}.$$

Загальне падіння температури димових газів в димовій трубі буде рівним

$$\Delta t = \Delta t_{\text{м.ч.}} = 11^\circ\text{C}$$

Середня температура продуктів горіння на розрахунковій ділянці рівна:

$$t_{\text{діл}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

де $t_{\text{вих}}$ – температура продуктів горіння на виході з розрахункової ділянки,

$$t_{\text{вих}} = t_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{діл}}$$

$t_{\text{вх}}$ – температура продуктів горіння на вході розрахункової ділянки; оскільки прийнято, що ділянки 1 ізолювані і в ній немає падіння температури, то $t_{\text{вх}}$ металевої частини труби буде рівна температурі виходу продуктів горіння із котлоагрегату, тобто $t_{\text{вх}} = T_2 = 110^\circ\text{C}$ [6].

Отже, після розрахунків отримаємо:

металева частина:

$$t_{\text{вих}} = 110 - 11 = 99^\circ\text{C};$$

$$t_{м.ч.}^{cp} = \frac{110 + 99}{2} = 104.5, \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Величина природної тяги, яка виникає в димовій трубі:

$$H_{тр} = g \cdot h_{тр} \cdot (\rho_{п} - \rho_{г}), \text{ Па.}$$

де $h_{тр}$ - загальна висота димової труби, м (6 м);

$\rho_{п}$ і $\rho_{г}$ – відповідно, густина зовнішнього повітря (при $t_3 = t_{х.5}$) і продуктів горіння при їх середній температурі в димовій трубі $t_{д.т.}^{cp}$:

$$t_{д.т.}^{cp} = \frac{t_{вх} + (t_{вх} - \sum \Delta t_{д\text{іл}})}{2}, \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тобто: $t_{д.т.}^{cp} = 104.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Густини зовнішнього повітря та димових газів при відповідних температурах визначимо із залежності: $\rho = \frac{353}{273 + t} \text{ кг/м}^3$. Розрахунок зводимо в таблицю 5.6

Таблиця 5.6

Густина зовнішнього повітря та димових газів.

Температура, $^{\circ}\text{C}$	-23	104.5	110
Густина, кг/м^3	1,4	0.94	0.92

Отже, величина природної тяги, що виникає в димовій трубі буде рівною:

$$H_{тр} = 9,81 \cdot 6 \cdot (1,4 - 0,92) = 28.3 \text{ Па.}$$

Дійсна об'ємна годинна витрата продуктів горіння на кожній із розрахункових ділянок $V_{д\text{іл}}$, $\text{м}^3/\text{год}$, буде рівною:

$$V_{д\text{іл}} = V_{пг}^0 \cdot \left(1 + \frac{t_{д\text{іл}}^{cp}}{273} \right) \cdot \text{м}^3/\text{год}$$

$$V_{д\text{іл}} = 555,7 \cdot \left(1 + \frac{104,5}{273} \right) = 768,4 \text{ м}^3/\text{год}$$

Для визначення поперечного перерізу димоходів задаємося швидкістю руху димових газів в газоходах, рівною 3 м/с. Газоходи приймаємо прямокутного поперечного перерізу.

Потрібна площа поперечного перерізу кожної ділянки $f_{д\text{іл}}^{потр}$:

$$f_{д\ddot{u}л}^{п\ddot{o}пp} = \frac{V_{д\ddot{u}л}}{3600 \cdot \omega}, \text{ м}^2,$$

$$f_{д\ddot{u}л}^{п\ddot{o}пp} = \frac{768,4}{3600 \cdot 5} = 0,042 \text{ м}^2$$

де ω – швидкість руху димових газів, м/с (5 м/с).

За отриманими значеннями $f_{д\ddot{u}л}^{п\ddot{o}пp}$ приймається стандартний канал з найближчою площею поперечного перерізу $f_{д\ddot{u}л}$ та визначається дійсна швидкість продуктів горіння на ділянці за формулою:

$$\omega_{д\ddot{u}л} = \frac{V_{д\ddot{u}л}}{3600 \cdot f_{д\ddot{u}л}} \cdot \text{м/с}$$

$$\omega_{д\ddot{u}л} = \frac{768,4}{3600 \cdot 0,042} = 5,0 \text{ м/с}$$

Розрахунок площі поперечного перерізу газоходів та визначення дійсної швидкості руху

Втрати тиску на розрахунковій ділянці визначаються за формулою:

$$\Delta h = 1,1 \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho, \text{ Па},$$

$$\Delta h = 1,1 \cdot \left(0,02 \cdot \frac{6}{0,23} + 1 \right) \cdot \frac{5,0^2}{2} \cdot 0,94 = 19,67, \text{ Па}$$

де λ – коефіцієнт опору тертя, для металевих газоходів – $\lambda = 0,02$;

l – довжина ділянки, м;

d – діаметр каналу, м, при прямокутному перерізі зі сторонами a і b приймається як еквівалентний діаметр: $d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}$, м;

$\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів, визначається в даному випадку $\sum \xi = 1$;

ρ – густина продуктів горіння при середній температурі на ділянці, кг/м^3 .

$$d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0,490 \cdot 0,15}{0,490 + 0,15} = 0,23, \text{ м}$$

Загальний опір газового тракту визначається за залежністю:

$$\Delta h = \Delta h_m + \Delta h_k + \Delta h_{ш} + \Delta h_{д\ddot{u}л}, \text{ Па}.$$

Δh_m - мінімальне розрідження в топці, приймається $\Delta h_m = 30 \text{ Па}$

Δh_k - аеродинамічний опір котла (дод.1). Величина необхідного розрідження за котлом

$$(\Delta h_m + \Delta h_k + \Delta h_u = 4 \text{ Па})$$

Δh_u - аеродинамічний опір шиберу за котлом, який дорівнює $\Delta h_u = 10 \text{ Па}$

$$\Delta h = 3 + 19,67 = 22,67 \text{ Па}$$

Оскільки загальний опір газового тракту є меншим за величину природної тяги, що створює димова труба ($H_{тр} = 28,3 \text{ Па} \geq 1,15 \cdot \Delta h = 26 \text{ Па}$), то котельня може працювати на природній тязі.

5.8 Підбір допоміжного обладнання

Помпи підбираються за їх розрахунковою продуктивністю та потрібним напором. При цьому слід звертати увагу на максимальну температуру води, і допустимий тиск для даного типу помпи, а також на те, щоб помпа працювала з максимальним ККД.

Тип pomp та їх характеристики приймалися з [8]. При цьому передбачено встановлення групи з двох pomp – робочої та резервної.

Оскільки мережева і циркуляційна помпи закладені в модулях, то підбираємо лише живильну помпу.

Продуктивність живильних pomp приймається з табл. 3, п. 12 (0,057 м³/год). Напір живильних pomp приймається з умови забезпечення статистичного напору в системі, який становить 25..30 м. в. ст.

Приймаємо:

1 шт. Wilo-Top-D40; число обертів 1400 хв⁻¹; максимальний робочий тиск 10 bar; номінальна потужність 20 w; потрібна потужність 70 w

Установки водопідготовки

Вибір обладнання установки водопідготовки залежить від якості вихідної води і теплової потужності котельні і типу системи тепlopостачання. В проекті

слід передбачити встановлення блочної установки водо підготовки. Вибір типу установки здійснюється за її продуктивністю, яка повинна дорівнювати кількості живильної води ($0,057 \text{ кг/с}$) ВПУ $1,0 \text{ м}^3/\text{год}$.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

6.1 Охорона праці при монтажу систем газопостачання

Газонебезпечні роботи включають приєднання новозбудованих газопроводів до діючих, пуск газу, ремонт, технічне обслуговування та аварійно-відновлювальні заходи. Їх проведення дозволено лише спеціалістам або кваліфікованим працівникам. Роботи виконуються у складі не менше ніж дві особи за нарядом-допуском, який оформлюється та реєструється згідно з встановленим порядком.

До початку робіт проводиться інструктаж із підписом працівників. Приєднання до газопроводів середнього тиску здійснюється без припинення подачі газу з використанням спеціального обладнання. Газозварювання дозволене лише при тиску 40–150 даПа, із постійним контролем за допомогою манометра.

Газопроводи при пуску продуваються газом до повного витіснення повітря, з перевіркою за допомогою аналізу або спалювання проб. Роботи в загазованому середовищі виконуються з використанням інструментів, що виключають іскроутворення.

6.2 Техніка безпеки при монтажі систем опалення

Під час монтажу систем центрального опалення можуть виникати небезпечні ситуації при розміщенні нагрівальних приладів, свердлінні та різьбових з'єднаннях. Електрифікований інструмент повинен використовуватися лише працівниками з відповідним допуском та засобами індивідуального захисту.

Попереднє випробування системи стисненим повітрям проводиться за умови дотримання тиску не більше 0,07 МПа, із використанням запобіжного клапана та перевіреного манометра. Гідравлічні випробування виконуються з тиском 1,25 робочого, але не менше 0,2 МПа для водяних систем, або 0,25 МПа для парових.

Перед випробуванням працівники інструктуються, перевіряється арматура та справність обладнання. Роботи проводяться під контролем відповідального майстра.

6.3 Вимоги безпеки під час монтажу систем вентиляції

Улаштування електрообладнання повинно відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.32-01. Електросхема має виключати самочинне вмикання, обладнання повинно бути заземлене згідно з ГОСТ 12.2.007.0 та ГОСТ 21130, а опір заземлення не повинен перевищувати 0,1 Ом.

При роботі електродвигунів слід контролювати запуск ротора, відсутність гудіння, перегріву, диму або вібрацій. Усі несправності повинні усуватися до повторного запуску. Пасові передачі мають виготовлятися з антиелектростатичних матеріалів. При застосуванні ременів з великим питомим опором необхідно впроваджувати заходи проти електризації (вологості, мастила, іонізація тощо). Змазування забороненими речовинами в вибухонебезпечних приміщеннях не допускається.

Ремонт електрообладнання дозволяється виключно відповідно до Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів.

6.4 Основні вимоги до виробничого освітлення

Для створення сприятливих умов зорової роботи, без швидкої втомлюваності очей, виникнення професійних захворювань, нещасних випадків і сприятливих для підвищення продуктивності праці та якості продукції, виробниче освітлення має відповідати таким вимогам:

Таблиця 6.1

Параметри освітлення робочої зони

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розпізнавання	Розряд зорової роботи	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення			
			Освітленість, лк		КПО, %					
			При комбінованому	При загальному	При верхньому чи комбінованому	При боковому	При верхньому чи комбінованому	При боковому		
Високої точності	0,3-0,5	III	2000-400	500-200	5	2	3	1.2		
Середньої точності	0,5-1,0	IV	750-300	300-150	4	1.5	2.4	0.9		
Малої точності	1-5	V	300-200	200-100	3	1	1.8	0.6		
Загальні спостереження	-	VII	-	75-30	1	0.3	0.7	0.2		

Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи, тобто не нижче встановлених норм.

$$E_{\phi} = (0,9 - 1,2) E_n.$$

Збільшення освітленості (до визначеної межі) збільшує продуктивність праці (оптимальна освітленість підвищує продуктивність праці на 15%). Подальше збільшення освітленості приводить до збільшення відбитої блискучості, що неприємно людському оку.

Необхідно забезпечити рівномірний розподіл відблиску на робочій поверхні, а також у межах оточуючого простору. Враховує коефіцієнт нерівномірності освітлення

$$Z = E_{\max} / E_{\min}.$$

6.4.1 Освітлення робочих зон

Рівномірність освітлення у зонах розміщення робочих місць повинна відповідати нормативним вимогам. Зокрема, коефіцієнт нерівномірності освітлення не повинен перевищувати:

1,5 – для зорових робіт I–III розрядів при використанні люмінесцентних ламп;

2,0 – для тих самих розрядів при використанні інших джерел світла;

1,8 – для робіт IV–VII розряду;

3,0 – для робіт VIII розряду.

Для зменшення осліплюючої дії світильників загального освітлення необхідно:

розміщувати їх на визначеній висоті над рівнем підлоги;

використовувати арматуру з відповідним захисним кутом;

застосовувати розсіювальні елементи або світильники з регульованим напрямом світлового потоку, особливо при освітленні блискучих поверхонь (глянцевий папір, екрани дисплеїв тощо).

Освітленість повинна бути стабільною у часі, що забезпечується за допомогою стабілізації напруги живлення, жорсткого кріплення світильників та спеціального електричного приєднання.

Для правильної кольоропередачі необхідно застосовувати джерела світла з спектром, максимально наближеним до природного.

Усі елементи освітлювальних установок мають бути безпечними, не створювати:

- шуму;
- надмірного тепловиділення;
- небезпеки ураження електричним струмом;
- пожежо- чи вибухонебезпеки.

Кількість та якість освітлення мають бути узгоджені з кольоровим оформленням приміщення. Світлі тони інтер'єру сприяють підвищенню рівня освітленості за рахунок збільшення відбитого світла, зменшенню тіней та зниженню яскравісних контрастів.

- Освітлювальні установки повинні бути:
 - надійними;
 - зручними та простими в експлуатації;
 - економічними та естетичними.

6.4.2 Заходи та засоби захисту від шуму

Засоби захисту від шуму поділяються на колективні та індивідуальні. Індивідуальні застосовуються у випадках, коли колективні заходи не забезпечують допустимого рівня шуму на робочому місці.

- Індивідуальні засоби захисту від шуму:
 - протишумові навушники;
 - шумозахисні вкладиші;
 - шумозаглушувальні шоломи.

Призначення ІЗЗ – обмеження дії шуму на орган слуху та нервову систему працівника.

- Колективні заходи та засоби захисту:

- Зменшення шуму в джерелі виникнення:
 - удосконалення конструкцій обладнання;
 - балансування та зрівноваження механізмів;
 - використання неметалевих матеріалів (текстоліт, пластмаси);
 - зменшення зазорів, підвищення точності обробки та складання;
 - змащення тертьових пар.

- Зменшення шуму на шляху його поширення:

- застосування звукоізоляційних та звукопоглинальних матеріалів;
- екрани, кожухи, амортизуючі основи.

- Організаційно-технічні заходи:

- впровадження малошумних технологій;
- дистанційне керування шумними механізмами;
- дотримання регламенту технічного обслуговування.

- Лікувально-профілактичні заходи:

- попередні та періодичні медичні огляди;

дотримання режимів праці та відпочинку;
допуск до шумних робіт лише з 18 років.

Таблиця 6.2

Характеристика приміщень за рівнями звуку

Робоче місце	Рівні звукового тиску, дБ, в октавних смугах частот із середньо геометричними частотами, Гц								Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Приміщення КБ, програмістів ЕОМ, лабораторій теоретичних робіт тощо.	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Приміщення керування (робочі кімнати)	79	70	63	58	55	52	50	49	60
Кабіни спостережень і дистанційного керування з мовним зв'язком по телефону	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Приміщення і дільниці точного збирання, приміщення для експериментів	94	87	82	78	75	73	71	70	80
Постійні робочі місця у виробничих приміщеннях і на території підприємств	94	87	82	78	75	73	71	70	80

Розрахунок витрат на зовнішнє пожежогасіння

Витрату води на зовнішнє пожежогасіння приймають згідно табл.4 ДБН В.2.5-74-2013 “Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування”

Таблиця 6.3

Витрата води на пожежогасіння

Призначення будівель	Витрата води на одну пожежу, л/с, на зовнішнє пожежогасіння житлових і громадських будівель незалежно від їх ступенів вогнестійкості при об'ємах будівель, тис. м ³				
	до 1 включ.	від 1 до 5 включ.	від 5 до 25 включ.	від 25 до 50 включ.	від 50 до 150 включ.
Житлові будинки одnoseкційні та багатосекційні при кількості поверхів:					
до 2 включ.	10	10	-	-	-
від 3 до 12 включ.	10	15	15	15	20
те саме 13 « 16 включ	-	-	20	25	-
« 17 « 25 включ.	-	-	-	25	30

Для моєї бакалаврської кваліфікаційної роботи витрата води становить 15 л/с, оскільки я проектую 8-ми поверховий житловий будинок об'ємом 17250 м³.

Кількість води на пожежогасіння становить 162 м³, оскільки час на гасіння пожежі становить 3 год. Кількість струменів буде рівна двом.

ВИСНОВОК

У будинку спроектовані інженерні системи: опалення, гаряче водопостачання, вентиляція, а також дахова котельня з індивідуальним тепловим пунктом (ІТП), розміщеним у підвальному приміщенні. Додатково розроблено розділ з охорони праці.

Система опалення – водяна, двотрубна з горизонтальним розведенням та поквартирним обліком теплової енергії. Як трубопроводи застосовуються металопластикові труби фірми Aquatherm. В якості нагрівальних приладів використано каналні конвектори фірми Purmo.

Гаряче водопостачання здійснюється шляхом приготування води в ІТП. Для забезпечення стабільних температурних параметрів у системі передбачено циркуляційні стояки, виконані з сталевих водогазопровідних труб.

Внутрішнє газопостачання передбачає газифікацію квартир із встановленням побутових газових плит на чотири конфорки, а також забезпечення газом дахової котельні.

Система кондиціювання запроектована для кабінетів директорів, що розміщені на першому поверсі. Передбачається встановлення спліт-систем фірми Daikin.

Система вентиляції реалізована в двох варіантах:

у санвузлах передбачено природну (гравітаційну) вентиляцію;

в офісних приміщеннях – механічну вентиляцію. Частина приміщень оснащується припливно-витяжними установками з механічним спонуканням повітря фірми Vents, обладнаних рекуператорами з коефіцієнтом корисної дії близько 83 %. В якості повітророзподільних пристроїв використано анемостати;

у решті приміщень встановлюються прямооточні припливно-витяжні установки вітчизняного виробництва Prana.

Котельня проєктується як дахова. Встановлюються модульні котли МН-100 виробництва Укрінтерм у кількості шести одиниць, загальною встановленою тепловою потужністю 600 кВт. Розрахункове теплове навантаження на котельню становить 520 кВт. Для кожного котла передбачена окрема димова труба.

Споживачами теплоти є системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Розподіл теплоти здійснюється в ІТП, де передбачено встановлення двох ємнісних водонагрівачів для системи гарячого водопостачання та обладнання підготовки теплоносія для систем опалення й вентиляції.

Охорона праці. У проєкті передбачено заходи з охорони праці під час експлуатації інженерних систем, дотримання санітарно-гігієнічних, протипожежних і технічних вимог, а також вимог безпеки персоналу при обслуговуванні котельного обладнання та інженерних мереж.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія і геофізика.
2. ДБН В.2.6-31:2006. Теплова ізоляція будівель. – К.: Мінбуд України, 2006.
3. Ярослав В.Ю., Юркевич Ю.С., Савченко О.О. Гаряче водопостачання житлового кварталу: Методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсу «Теплопостачання». – Львів: НУ «ЛП», 2007. – 40 с.
4. Каталог обладнання фірми «Укрінтерм» (підбір котлів).
5. Лабай В.Й. Кондиціонування повітря та холодопостачання з використанням місцевих автономних кондиціонерів. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 72 с.
6. Жувагіна, І. О., & Колісніченко, А. О. (2018). Механізм управління розвитком та ефективним використанням трудового потенціалу підприємства.
7. Покотилів В.В. Системи водяного опалення. – Вена: HERZ Armaturen, 2008. – 161 с.
8. ДБН В.2.2-28:2010. Будинки і споруди. Заклади охорони здоров'я. – К.: Держбуд України, 2010.
9. Жуковський С.С., Возняк О.Т., Довбуш О.М., Люльчак З.С. Вентиляція приміщень: Навч. посібник. – Львів: НУ «ЛП», 2007. – 476 с.
10. Iryna, Z. (2022, June). WAR IN UKRAINE AND ITS ECONOMIC CONSEQUENCES. In *The 12 th International scientific and practical conference "International scientific innovations in human life" (June 8-10, 2022) Cognum Publishing House, Manchester, United Kingdom. 2022. 991 p. (p. 843).*
11. Каталог Vents.
12. Каталог Wilo.
13. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків і споруд: Навчальний посібник. – Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2000. – 259 с.
14. Методичні вказівки до курсової роботи з курсу «Газопостачання». – Львів, 2005.
15. Каталог кондиціонерів Daikin.