

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

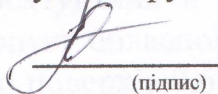
« 8 » 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи тепlopостачання корпусу КНП «Чернігівська обласна клінічна лікарня» загальною площею 1674 м² з розробкою теплового насосу.

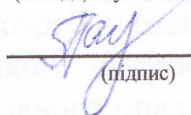
Виконав: студент групи 47-ТЕ-22

 Орлов А.А.
(підпис)

Керівник роботи:

К.Т.Н., доцент кафедри ТТСПУ МННІ НУК

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

 Паичурковський П.А.
(підпис)

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

«18»

(підпис)

2026 р.

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

Студенту Орлов Артем Андрійович

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка системи теплопостачання корпусу КНП «Чернігівська обласна клінічна лікарня» загальною площею 1674 м² з розробкою теплового насосу.

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 кафедрі 05.06.2026

Вихідні дані по роботі: Об'єктом проектування є корпус обласної лікарні, розташований в місті Чернівці. План корпусу обласної лікарні. Будівля корпусу обласної лікарні двоповерхова з висотою поверхів 3,6 м. Під будівлею є підвал. У будинку є вікна розміром 0,9 x 1,5; 1,2 x 1,5; 1,5 x 1,5; 2,1 x 1,5 м. Джерело теплопостачання тепловий насос. Рельєф ділянки забудови - спокійний

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

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється проект системи теплопостачання.
2. Розробка системи водяного опалення.
3. Розробка системи вентиляції.
4. Розробка теплового насосу.
5. Розробка теплонасосної установки
6. Розробка заходів з охорони праці

4. Перелік презентаційних матеріалів

1. План будівлі. 2. Аксонометрична схема опалення 3. Аксонометрична схема вентиляції. 4. Компоновка теплового насосу. 5. Схема теплонасосної установки. 6. Креслення теплообмінника.

5. Консультанти розділів роботи

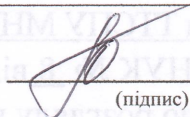
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання «17» лютого 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

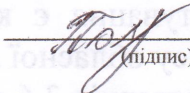
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється проект системи теплопостачання.	04.03.26	
2	Розробка системи водяного опалення	18.03.26	
3	Розробка системи вентиляції.	15.04.26	
4	Розробка теплового насоса	29.04.26	
5	Розробка теплонасосної установки	03.05.26	
6	Розробка заходів з охорони праці	11.05.26	
7	Графічна частина	27.05.26	

Студент


(підпис)

Орлов А.А.

Керівник роботи


(підпис)

Пацурковський П.А.

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі розроблено проект систем опалення та вентиляції для корпусу обласної лікарні в місті Чернівці. Системи спроектовано відповідно до нормативних вимог з урахуванням специфіки медичного закладу, вимог до мікроклімату в лікувальних і діагностичних приміщеннях, а також принципів енергоефективності.

Джерелом тепlopостачання обрано тепловий насос, що дозволяє забезпечити необхідну температуру теплоносія та знизити витрати традиційних енергоносіїв. Система опалення виконана як двотрубна з нижнім розведенням з використанням біметалевих радіаторів. Враховано вимоги безпеки для пацієнтів, зокрема в приміщеннях з тривалим перебуванням людей.

Передбачена припливно-витяжна вентиляція з механічним спонуканням і можливістю природного провітрювання. Забір повітря виконується із чистої зони, перед подачею повітря проходить чистку фільтрами. Проведено розрахунки повітрообміну відповідно до вимог щодо температури, вологості та швидкості повітря в лікувальних закладах.

Окремий розділ роботи присвячено питанням охорони праці при монтажі та експлуатації систем опалення і вентиляції.

Ключові слова: система опалення, система вентиляції, обласна лікарня, тепловий насос, енергоефективність, мікроклімат, тепловий комфорт, механічна вентиляція, біметалеві радіатори, охорона праці.

ABSTRACT

This qualification project presents the design of heating and ventilation systems for the main building of the city hospital in Chernivtsi. The systems are developed in accordance with current standards, taking into account the specific requirements of medical facilities, microclimate regulations for treatment and diagnostic areas, as well as energy efficiency principles.

A heat pump is selected as the heat supply source, providing the required temperature of the heat carrier and reducing the use of traditional energy sources. The heating system is designed as a two-pipe system with bottom distribution, utilizing bimetallic radiators. Safety measures are considered, especially in rooms where patients stay for extended periods.

A mechanical supply and exhaust ventilation system is designed with the possibility of natural ventilation. Outdoor air intake is carried out from a clean zone, and the air is filtered before being supplied indoors. Air exchange rates are calculated according to the hygienic requirements for temperature, humidity, and air velocity in healthcare facilities.

A separate section of the project is dedicated to occupational safety during installation and operation of heating and ventilation systems.

Keywords: heating system, ventilation system, regional hospital, heat pump, energy efficiency, indoor climate, thermal comfort, mechanical ventilation, bimetallic radiators, occupational safety.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	8
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	12
2.1 Теплотехнічний розрахунок конструкцій зовнішніх огорожень.....	12
2.2 Розрахунок тепловтрат будинку.....	16
2.2.1 Тепловтрати через зовнішні огороження.....	16
2.2.2 Тепловтрати на нагрівання інфільтрую чого.....	16
2.3 Тепловий баланс приміщень.....	18
2.4 Визначення питомої опалювальної характеристики.....	18
2.5 Розробка схеми системи опалення.....	18
2.5.1 Вибір схеми підключення опалювальних приладів до стояків системи опалення і місця їхнього розміщення.....	19
2.5.2 Розміщення магістралей, стояків і запірної арматур.....	20
2.5.3 Вибір системи видалення повітря із системи опалення.....	21
2.6 Розробка аксонометричної схеми.....	22
2.7 Тепловий розрахунок опалювальних приладів.....	23
2.8 Гідравлічний розрахунок трубопроводів.....	24
2.8.1 Вибір головного і другорядних циркуляційних кілець. Визначення наявного тиску.....	24
2.8.2 Розрахунок головного циркуляційного кільця.....	26
2.8.3 Розрахунок другорядних циркуляційних кілець.....	27
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	31
3.1 Організація повітрообміну.....	31
3.2 Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції.....	36
3.3 Вибір устаткування систем вентиляції.....	37
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОГО НАСОСУ.....	39
4.1 Загальні відомості про тепловий насос.....	39
4.2 Принцип дії теплового насосу.....	41
4.3 Вибір холодильного агенту.....	43

4.4	Вибір джерела низькопотенційного тепла.....	45
4.5	Розсіл – теплоносій земляного контуру.....	47
4.6	Тепловий розрахунок теплового насосу.....	48
4.7	Розрахунок елементів теплового насосу.....	54
4.7.1	Розрахунок випарника.....	54
4.7.2	Розрахунок конденсатора.....	62
4.7.3	Розрахунок охолоджувача.....	63
4.7.4	Розрахунок проміжного теплообмінного апарату.....	63
4.8	Вибір компресора.....	65
4.9	Компонування теплового насосу.....	66
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ТЕПЛОНОСОСНОЇ УСТАНОВКИ.....		67
5.1	Компонування теплонасосної установки.....	67
5.2	Грунтовий тепловий колектор.....	68
5.3	Розрахунок розсольного контуру.....	70
5.4	Розрахунок і вибір обладнання контуру опалення.....	74
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....		83
6.1	Загальні відомості про охорону праці.....	83
6.2	Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на людину, при експлуатації насосного обладнання.....	84
6.3	Основні технічні рішення по зниженню небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації насосного обладнання.....	87
ВИСНОВОК.....		89
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		91
ДОДАТКИ.....		93

ВСТУП

Споживання енергії в Україні неухильно зростає, передусім у сфері теплозабезпечення будівель і споруд.

Основними напрямками споживання теплової енергії на комунально-побутові потреби в будівлях є опалення, вентиляція, кондиціонування повітря та гаряче водопостачання. Серед них найбільшу частку становлять витрати на опалення та гаряче водопостачання. Це зумовлено необхідністю експлуатації будівель у холодний період року, коли тепловтрати через огорожувальні конструкції значно перевищують внутрішні тепловиділення. Для підтримання необхідного температурного режиму в приміщеннях використовуються системи опалення.

На сучасному етапі значна увага приділяється впровадженню поновлюваних джерел енергії, які розглядаються як важливе доповнення до традиційних джерел тепла. В Україні споживається близько 0,2 % від загального обсягу світового виробництва первинних енергоресурсів. Водночас спостерігається зростання собівартості органічного палива, а також посилення екологічних проблем, пов'язаних із забрудненням навколишнього середовища теплогенерувальними установками. У зв'язку з цим усе більше уваги приділяється можливостям використання екологічно чистих та повсюдно доступних поновлюваних джерел енергії — зокрема, сонячного випромінювання та теплонасосних установок. За прогнозами, протягом найближчих 15–20 років відновлювані джерела енергії повинні посісти значне місце у світовому енергетичному балансі [11], сприяючи як зниженню споживання органічного палива, так і покращенню екологічної ситуації.

Розвиток теплонасосних технологій нині відбувається досить динамічно. Теплонасосні системи теплопостачання вважаються перспективними як екологічно безпечні та енергоефективні джерела теплоти, особливо для децентралізованих споживачів. Як джерела енергії вони використовують низькопотенційну теплоту ґрунту, ґрунтових вод, а також зворотну воду систем

централізованого теплопостачання [11]. Існує чимало варіантів ефективного застосування теплонасосних установок — зокрема, для часткової заміни котелень на органічному паливі, а також у поєднанні зі скидним, геотермальним або сонячним теплом.

Мета роботи. Розробити енергоефективну систему теплопостачання корпусу обласної лікарні в м. Чернівці із застосуванням теплонасосної установки як джерела теплопостачання для забезпечення потреб у опаленні, вентиляції та гарячому водопостачанні.

Завдання роботи.

Проаналізувати сучасні тенденції використання поновлюваних джерел енергії у системах теплопостачання.

Дослідити особливості теплонасосних установок та їх застосування в медичних установах.

Провести розрахунок теплових навантажень будівлі корпусу обласної лікарні.

Підібрати тип і параметри теплонасоса з урахуванням теплових потреб.

Розробити схему системи теплопостачання з теплонасосом.

Оцінити енергоефективність і екологічні переваги запропонованої системи.

Описати заходи з охорони праці та техніки безпеки під час монтажу та експлуатації системи.

Об'єкт дослідження. Система теплопостачання будівлі корпусу обласної лікарні в м. Чернівці.

Предмет дослідження. Процеси проектування та функціонування теплонасосної системи теплопостачання для задоволення потреб у тепловій енергії для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання.

Методи дослідження:

Аналіз літературних джерел — для вивчення теоретичних основ теплопостачання та теплонасосних технологій.

Теплотехнічні розрахунки — для визначення теплових навантажень та параметрів системи.

Порівняльний аналіз — для вибору оптимального типу теплонасоса.

Метод енергетичного балансу — для оцінки ефективності системи.

Графічне моделювання — для побудови схем системи тепlopостачання.

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

Об'єктом дослідження є будівля Комунального некомерційного підприємства “Чернівецька обласна клінічна лікарня”, що розташована за адресою: м. Чернівці, вул. Головна, 137. Це багатoproфільний лікувально-діагностичний заклад обласного рівня, у якому функціонують стаціонарні, амбулаторні, діагностичні та адміністративні приміщення. Будівля лікарні має складну архітектурно-планувальну структуру та характеризується значним рівнем енергоспоживання через цілодобовий режим роботи, потребу у забезпеченні стабільного мікроклімату, дотримання санітарно-гігієнічних вимог та використання сучасного медичного обладнання.

Заклад має довгу історію – понад 130 років медичної практики, сучасну матеріально-технічну базу, висококваліфікований персонал, до складу якого входять заслужені лікарі України, кандидати та доктори медичних наук. Лікарня налічує понад 600 ліжко-місць, включає стаціонарні, амбулаторно-поліклінічні, діагностичні та реабілітаційні підрозділи. У структурі працює 17 стаціонарних відділень, зокрема відділення хірургічного та терапевтичного профілю, відділення анестезіології та інтенсивної терапії, спеціалізовані центри (ендокринологічний, кардіологічний, офтальмологічний тощо).

Лікарня активно впроваджує сучасні методи лікування, включаючи малоінвазивні хірургічні втручання, використання обладнання експертного класу, методи ендоскопічної та ультразвукової діагностики, а також має сертифіковану систему управління якістю відповідно до стандарту ДСТУ ISO.

Основна мета діяльності лікарні — надання якісної та доступної медичної допомоги відповідно до потреб населення, вимог системи охорони здоров'я та Програми медичних гарантій.

Рельєф ділянки забудови - спокійний. Будинок головного корпусу міської лікарні двоповерховий з висотою поверхів 3,6 м. Під будинком є підвал. У будинку є вікна розміром 0,9 x 1,5; 1,2 x 1,5; 1,5 x 1,5; 2,1 x 1,5 м.

Розрахункові параметри повітря в приміщеннях для холодного періоду року приймаємо у відповідності з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

Експлікація всіх приміщень представлена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Експлікація приміщень

№ п/п	Найменування приміщення	№ п/п	Найменування приміщення
1	2	3	4
	Сходова клітка 1		Сходова клітка 3
	Сходова клітка 2	202	Кабінет дільничного лікаря терапевта
101	Тамбур	203	Кабінет дільничного лікаря терапевта
103	Коридор	204	Кабінет дільничного лікаря терапевта
104	Гардероб для відвідувачів	205	Кабінет гінеколога
105	Приміщення для самозапису	206	Кабінет кардіолога
106	Реєстратура	207	Кабінет уролога
107	Медичний архів	208	Кабінет дільничного лікаря терапевта
	Приміщення для прийому і зберігання ліків	209	Кабінет дільничного лікаря терапевта
109	Аптека (торговельний зал)	211	Коридор
111	Хол	213	Сан.вузол жіночий
117	Мийна столового посуду	214	Сан.вузол чоловічий
116	Підсобне приміщення	215	Гіпс. перев'язна
118	Зал буфета з роздавальної	217	Кімната для зберігання гіпсу
119	Кабінет фармацевтичної інформації	218	Кабінет лікаря травматолога- ортопеда
113	Сан.вузол жіночий	219	Хол
114	Сан.вузол чоловічий	220	Перев'язна гнійна
121	Гардероб персоналу	221	Кабінет лікаря хірурга
122	Гардероб вуличного одягу персоналу	222	Перев'язна чиста
124	Комора предметів прибирання	223	Приміщення для занять із персоналом
125	Комора хоз. інвентарю	224	Кімната особистої гігієни персоналу

1	2	3	4
126	Кабінет зам. головлікаря	226	Кабінет ЕКГ
127	Кабінет головлікаря	227	Кабінет невролога
128	Кабінет уролога	228	Канцелярія
129	Кабінет ревматолога	230	Бухгалтерія
130	Кабінет стоматолога	231	Рентген кабінет
131	Білизняна чиста	232	Рентген кабінет
132	Коридор	233	Кабінет флюорографії
201	Кабінет ендокринолога	234	Коридор

Місто Чернівці розташоване у помірному кліматичному поясі з помірно-континентальним кліматом. Для цього регіону характерні відносно м'які зими, тепле літо та рівномірний розподіл атмосферних опадів протягом року. Кліматичні умови сприяють сезонним коливанням температур, що впливає на режим опалення та вентиляції будівель.

Згідно з ДБН В.2.6-31:2021 та [ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010], основні кліматичні параметри для м. Чернівці:

Кліматичний район за температурою зовнішнього повітря — ІА;

Розрахункова температура зовнішнього повітря в опалювальний період (t_3): $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Середня температура опалювального періоду (t_{cp}): $-1,9\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Тривалість опалювального періоду (z): 180 діб;

Середня температура найхолоднішої п'ятиденки: $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Абсолютна мінімальна температура: близько $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Середня річна температура повітря: $+8,3...+9,0\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Середня температура найтеплішого місяця (липня): $+19...+20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Річна сума опадів: 600–700 мм;

Переважаючі вітри: північно-західні та південно-західні;

Сніговий район — ІІ (розрахункове навантаження 0,9 кПа);

Вітровий район — ІІ (розрахункова швидкість вітру — до 24 м/с).

Такі кліматичні умови визначають необхідність приділення особливої уваги теплоізоляції огорожувальних конструкцій, правильному вибору систем опалення та вентиляції для забезпечення енергоефективності та комфортного мікроклімату в приміщеннях лікарні.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1. Теплотехнічний розрахунок конструкцій зовнішніх конструкцій

Теплотехнічний розрахунок конструкцій, зовнішнього огороження, робимо по [13]

Обчислюємо ГДОП опалювального періоду по формулі:

$$D_d = (t_{\text{в}} - t_{\text{оп.пер}}) \cdot z_{\text{оп.пер}},$$

де $t_{\text{оп. пер}}$ – середня температура опалювального періоду, °C;

$t_{\text{в}}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря, °C;

$z_{\text{оп. пер.}}$ – тривалість, доб, періоду із середньою добовою температурою повітря нижче або рівної 10 °C.

$$D_d = (20 + 2,9) \cdot 236 = 5404 \text{ (}^{\circ}\text{C} \cdot \text{доб)}$$

Опір теплопередачі для всіх конструкцій зовнішніх конструкцій:

$$R_{\text{req}} = a \cdot D_d + b,$$

Для стін: $R_{\text{req}} = 0,00035 \cdot 5404 + 1,4 = 3,29 \text{ (Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}$.

Для перекриття над підвалом і горищним перекриттям:

$$R_{\text{req}} = 0,00045 \cdot 5404 + 1,9 = 4,33 \text{ (Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}$$

Для вікон: $R_{\text{req}} = 0,000075 \cdot 5404 + 0,15 = 0,555 \text{ (Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}$.

Умови експлуатації огорожувальних конструкцій для сухого воложистого режиму приміщень і нормальної зони вологості приймаємо по параметрах А.

Таблиця 2.1

Зовнішня стіна

№ шару	Матеріал	γ_0 , кг/м ³	λ_0 , Вт/м°C	δ , м
1	цементно-піщаний розчин	1800	0,76	0,02
2	кладка із цегли керамічного пустотного на цементно-піщаному розчині	1000	0,47	0,38
3	вермикулітобетон	300	0,09	
4	вапняно-піщаний розчин	1600	0,70	0,02

Знаходимо товщину теплоізоляційного шару $\delta_{i=ym}$ зовнішніх огорожень по формулі:

$$\delta_{ym} = \lambda_{ym} \cdot \left[R_0^{\min} - \left(\frac{1}{\alpha_6} + \sum_{i=1, i \neq ym}^{i=N} R_i + \frac{1}{\alpha_3} \right) \right]$$

де α_6 – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до внутрішньої поверхні конструкцій зовнішніх огорожень, Вт/(м²·°C);

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні конструкцій зовнішніх огорожень, Вт/(м²·°C).

Для стін товщина утеплюючого шару

$$\delta_{ym} = 0,11[3,374 - (1/8,7 + 0,02/0,76 + 0,38/0,47 + 0,02/0,7 + 1/23)] = 0,212 \text{ м}$$

Округляємо величину δ_{ym} у більшу сторону до найближчої уніфікованої товщини використовуваного в конструкції огороження утеплювача. Для стіни $\delta_{yt} = 0,22 \text{ м}$

$$\text{Загальна товщина } \delta = 0,02 + 0,38 + 0,22 + 0,02 = 0,64 \text{ м}$$

Визначаємо фактичний опір теплопередачі конструкції зовнішніх огорожень, по формулі:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_6} + \sum_{i=1}^{i=N} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}$$

$$\text{Для стін } R_0 = 1/8,7 + 0,02/0,76 + 0,38/0,47 + 0,22/0,09 + 0,02/0,70 + 1/23 = 3,466 \text{ Вт/(м}^2\text{°C);}$$

Коефіцієнт теплопередачі конструкції зовнішніх огорожень, розраховуємо по формулі:

$$k = \frac{1}{R_0}, k = 1/3,466 = 0,288 \text{ (м}^2\text{°C/Вт)}.$$

Таблиця 2.2

Горищне перекриття

№ шару	Матеріал	γ_0 , кг/м ³	λ_0 , Вт/м°С	δ , м
1	залізобетонна панель	2500	1,92	0,24
2	руберойд (ДСТУ Б В.2.7-265:2011)	600	0,17	0,003
3	пінополістирол (ДСТУ Б В.2.7-8-94)	40	0,041	
4	цементно-піщана стяжка	1800	0,76	0,02
5	руберойд (ДСТУ Б В.2.7-265:2011)	600	0,17	0,0015

Знаходимо товщину теплоізоляційного шару $\delta_{i=ym}$ по формулі

$$\delta_{ym} = 0,041[4,438 - (1/8,7 + 0,24/1,92 + 0,003/0,17 + 0,02/0,76 + 0,0015/0,17 + 1/12)] = 0,167 \text{ м}$$

Округляємо величину δ_{ym} у більшу сторону до найближчої уніфікованої товщини використовуваного в конструкції огороження утеплювача. Для горищного перекриття $\delta_{UT} = 0,17 \text{ м}$

$$\text{Загальна товщина } \delta = 0,24 + 0,003 + 0,17 + 0,02 + 0,0015 = 0,435 \text{ м}$$

Визначаємо фактичний опір теплопередачі горищного перекриття по формулі

$$R_0 = 1/8,7 + 0,24/1,92 + 0,003/0,17 + 0,17/0,041 + 0,02/0,76 + 0,0015/0,17 + 1/12 = 4,522 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

Коефіцієнт теплопередачі горищного перекриття розраховуємо по формулі

Таблиця 2.3

Перекриття над підвалом

№ шару	Матеріал	γ_0 , кг/м ³	λ_0 , Вт/м ^{°C}	δ , м
1	Дуб уздовж волокон	700	0,35	0,029
2	повітряний прошарок (лаги із бруса 40 х 80 мм на цегельних стовпчиках)			0,04
3	пінополістирол (ДСТУ Б В.2.7-8-94)	40	0,041	
4	залізобетонна панель	2500	1,92	0,24

Опір теплопередачі повітряного прошарку $R_{в.п.} = 0,17 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{°C))}$.

Знаходимо товщину теплоізоляційного шару $\delta_{i=ym}$ по формулі:

$$\delta_{UT} = 0,041(4,438 - (1/8,7 + 0,029/0,35 + 0,17 + 0,24/1,92)) = 0,155 \text{ м}$$

Округляємо величину δ_{ym} у більшу сторону до найближчої уніфікованої товщини використовуваного в конструкції огороження утеплювача. Для перекриття над підвалом $\delta_{UT} = 0,16 \text{ м}$.

$$\text{Загальна товщина } \delta = 0,029 + 0,04 + 0,16 + 0,24 = 0,469 \text{ м}$$

Визначаємо фактичний опір теплопередачі перекриття над підвалом по формулі

$$R_0 = 1/8,7 + 0,029/0,35 + 0,17 + 0,16/0,041 + 0,24/1,92 + 1/6 = 4,562 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

Коефіцієнт теплопередачі перекриття розраховуємо по формулі:

$$k=1/4,562=0,219 \text{ (м}^2\cdot^\circ\text{C/Вт)}.$$

Вікна

Вибираємо заповнення світлового прорізу, наведене опір теплопередачі якого задовольняє умові $R_{0\text{св.пр}}^{PP} \geq R_{0\text{св.пр}}^{mp}$ Приймаємо до розрахунку двошарові склопакети і одинарне скління в роздільних пластмасових плетіннях вікон

$$R_{0\text{св.пр}}^{PP} = 0,58 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)};$$

$$\text{Коефіцієнт теплопередачі } k=1/0,58=1,724 \text{ м}^2\cdot^\circ\text{C/Вт}.$$

Двері

Знаходимо необхідний опір теплопередачі конструкції зовнішнього огороження $R_0^{TP.1}$, яке відповідає санітарно-гігієнічним і комфортним умовам

$$R_0^{mp1} = \frac{n \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}})}{\Delta t^3 \cdot \alpha_{\text{в}}}$$

де n – коефіцієнт, прийнятий залежно від положення зовнішньої поверхні конструкцій зовнішнього огороження, стосовно зовнішнього повітря;

$t_{\text{з}}$ – розрахункова зимова температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$, рівна середній температурі найбільш холодної п'ятиденки, забезпеченістю 0,92;

Δt^3 – нормативний температурний перепад між температурою внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні конструкції зовнішнього огороження, $^\circ\text{C}$.

$$R_0^{TP1} = \frac{1 \cdot (20 + 30)}{4 \cdot 8,7} = 1,44 \text{ (Вт/м}^2\cdot^\circ\text{C)}$$

Наведений опір теплопередачі $R_{\text{дв}} \text{ м}^2\cdot^\circ\text{C/Вт}$, входних дверей повинен бути не менш добутку $0,6 \cdot R_0$

$$R_{\text{дв}}=0,6 \cdot 1,44=0,862 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}.$$

$$k=1/0,862=1,16 \text{ (м}^2\cdot^\circ\text{C/Вт)}.$$

2.2 Розрахунок тепловтрат будинку

2.2.1 Тепловтрати через зовнішні огороження

Розрахунок основних тепловтрат через зовнішні огороження робимо по формулі [8]

$$Q_{отв} = k \cdot F(t_e - t_z) \cdot n,$$

де k – коефіцієнт теплопередачі огороження;

F – площа огороження, m^2 .

Додаткові тепловтрати на орієнтацію по сторонах світла розраховуються по формулі [8]:

$$Q_{дтв} = Q_{отв} \cdot \eta,$$

де η - коефіцієнт додаткових втрат.

При орієнтації
огорожень:
Пн-Зх, Пн, Пн-Сх, Сх
 $\eta = 0,1$

При орієнтації
огорожень:
Зх, Пд-Сх
 $\eta = 0,05$

При орієнтації
огорожень::
Пд, Пд-Зх
 $\eta = 0$

Додаткові тепловтрати на подвійні зовнішні двері з тамбуром становлять величину $\eta = 0,8 \cdot N$, де N – число поверхів.

Сумарні тепловтрати через огороження визначаємо по формулі:

$$Q_{ТВ} = Q_{отв} + Q_{дтв} \cdot ,$$

Тепловтрати через огороження підсумуються для кожного приміщення. Існують приміщення, у яких опалювальні прилади не встановлюються, але тепловтрати в них через підлогу або стеля є. У цих випадках тепловтрати даних приміщень додаємо до тепловтрат найближчих опалювальних приміщень.

Результати розрахунків зведемо в таблицю 1, додатка 1.

2.2.2 Тепловтрати на нагрівання інфільтруючого повітря

Розрахунок тепловтрат на нагрівання інфільтруючого повітря Q_i проводять для вікон кожного поверху [8]

$$Q_i = 0,278 \cdot c \cdot k \cdot G_0(t_e - t_z) \cdot F_0,$$

де $c=1,005$ кДж/(кг ^0C) - питома теплоємність повітря;

k - коефіцієнт, що враховує вплив зустрічного теплового потоку (для вікон з роздільними плетіннями $k=0,8$);

F_0 - площа вікна, м^2 ;

G_0 - кількість повітря, що надходить шляхом інфільтрації через 1 м^2 вікна, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{г})$;

$$G_0 = 0,216 \cdot \Delta p^{0,67} / R_u,$$

де Δp – різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях вікна на розрахунковому поверсі, Па;

R_u – опір повітропроникненню, $\text{м}^2 \cdot \text{г} \cdot \text{Па} / \text{кг}$ приймаємо $0,18 \text{ м}^2 \cdot \text{г} / \text{кг}$.

$$\Delta p = 9,81(H - h) \cdot (\rho_z - \rho_e) + 0,7v^2 \cdot \rho_n \cdot k_1,$$

де H – висота будинку від поверхні землі до верху карниза або устя шахти, м;

h – висота від поверхні землі до верху даного вікна, м;

v – розрахункова швидкість вітру в січні, $4,9 \text{ м/с}$;

$k_1 = 1$ - коефіцієнт, що враховує зміна динамічного тиску вітру залежно від висоти й місцевості;

ρ_n, ρ_v – відповідно щільності зовнішнього і внутрішнього повітря при t_z і t_v , розраховуються по формулі.

$$\rho = \frac{353}{273 + t}$$

Вихідні дані представлені в табл. 2.4, а результати розрахунків зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.4

Вихідні дані для розрахунку інфільтрації

Поверх	Швидкість вітру в січні, v , м/с	Температура внутрішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$	Температура зовнішня, $^{\circ}\text{C}$	Висота будинку, м	Висота до верху вікна, h , м	Площа вікна, F_0 , м^2
1	4,9	20	-17	10,7	2,3	2,25
2						

У будинку є вікна розміром $0,9 \times 1,5$; $1,2 \times 1,5$; $1,5 \times 1,5$; $2,1 \times 1,5$ м.

Для вікон з іншою площею інші дані ті ж.

Результати розрахунку інфільтрації для вікон розміром 1,5 х 1,5 м.

Поверх	Δp , Па	$R_{и}$, $m^2 \cdot g \cdot Pa / kg$	G_0 , кг/г	Q_i , Вт
1	44,84	1,21	2,28	72
2	36,09		1,97	62

Для вікон іншої площі втрати на інфільтрацію розраховані аналогічно.

Для вікон площею $1,35 m^2$ – 43 Вт і 37 Вт відповідно для 1 і 2 поверхи.

Для вікон площею $1,8 m^2$ – 58 Вт і 50 Вт відповідно для 1 і 2 поверхи.

Для вікон площею $3,15 m^2$ – 101 Вт і 87 Вт відповідно для 1 і 2 поверхи.

2.3 Тепловий баланс приміщень

У приміщеннях поліклініки в холодний період року мають місце тепловтрати через конструкції, що обгороджують, і на нагрівання інфільтруючого повітря. Визначимо теплове навантаження на опалювальні прилади всіх приміщень і результати зведемо в таблицю 2, додатка 1. Приміщення, що мають невеликі тепловтрати, приєднані до сусіднього.

2.4 Визначення питомої опалювальної характеристики

Визначається питома опалювальна характеристика по формулі [8]:

$$q_{\text{пит}} = \frac{\Sigma Q_{\text{оп}}}{V_{\text{зд}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}})},$$

де $\Sigma Q_{\text{от}}$ – опалювальне навантаження всього будинку, Вт;

$V_{\text{зд}}$ – об'єм будинку по зовнішніх параметрах без горища, m^3 ;

$t_{\text{в}}$ – приймається рівній температурі рядового приміщення, $20^\circ C$.

$$q_{\text{пит}} = \frac{46699}{6055(20 + 30)} = 0,15 \frac{Вт}{m^3 \cdot ^\circ C}$$

2.5 Розробка схеми системи опалення

Джерелом теплопостачання для будівлі слугує теплонасосна установка, з якої теплоносії подається в систему опалення з температурним режимом $70^\circ C$.

У будівлі запроектована водяна система опалення. Обрана схема — двотрубна система з нижнім розведенням теплоносія.

У якості нагрівальних приладів застосовуються біметалеві секційні радіатори типу Aquavita BM-500, які характеризуються високою тепловіддачею, стійкістю до перепадів тиску та корозії.

Опалювальні прилади встановлюються під віконними прорізами або вздовж зовнішніх стін, що дозволяє ефективно перешкоджати проникненню холодного повітря в приміщення. Таке розташування сприяє підвищенню температури внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій, зменшенню явища радіаційного охолодження та забезпеченню більш комфортних умов у зоні перебування людей.

Встановлення приладів виконується на висоті 100 мм від рівня чистої підлоги відповідно до будівельних норм. У приміщеннях, призначених для перебування людей з оголеним тілом (наприклад, маніпуляційних, ванних кімнат, процедурних), розміщення нагрівальних приладів та трубопроводів опалення повинне унеможливлювати контакт, що може призвести до опіків [8].

2.5.1 Вибір схеми підключення опалювальних приладів до стояків системи опалення і місця їхнього розміщення

Опалювальні прилади доцільно розміщувати переважно під світловими отворами (вікнами), що сприяє зменшенню тепловтрат і поліпшенню теплового комфорту в приміщенні. Встановлення приладів здійснюється в зонах, доступних для візуального огляду, періодичного обслуговування, ремонту та очищення від пилу й забруднень.

У разі використання радіаторів, що містять понад 20 секцій, а також у випадках, коли декілька приладів з'єднані у спільний блок ("на зчіпці") із загальною кількістю більше одного, передбачено різнобічне підключення трубопроводів до забезпечення рівномірного прогріву всіх елементів і підвищення ефективності роботи системи.

Розміщення опалювальних приладів у тамбурах, які мають зовнішні двері, не рекомендується через значні тепловтрати та неможливість підтримання стабільного температурного режиму в цих приміщеннях..

2.5.2 Розміщення магістралей, стояків і запірної арматур

Трубопроводи, прокладені у підвальному приміщенні, утеплюються за допомогою теплоізоляційного матеріалу — ровінгу зі скляних комплексних ниток завтовшки 40 мм. У якості зовнішнього захисного шару використовується рулонний склопластик, який забезпечує додатковий захист від механічних пошкоджень та вологи.

У місцях проходження трубопроводів через огорожувальні конструкції (стіни, перегородки) передбачається укладання їх у сталеві або пластикові гільзи із застосуванням гідроізоляційних матеріалів, що унеможлиблює протікання та пошкодження будівельних елементів [15].

Матеріалом трубопроводів системи опалення обрано сталеві водогазопровідні труби, які характеризуються міцністю, надійністю та довговічністю в умовах експлуатації при підвищених температурах. Вся трубна арматура та самі трубопроводи фарбуються олійною фарбою у два шари, попередньо заґрунтовані в один шар, що забезпечує захист від корозії.

Лінійне температурне розширення труб компенсується природними вигинами трубопроводів, які виникають унаслідок особливостей планувальних рішень будівлі. У системах водяного опалення обов'язковим є дотримання ухилу горизонтальних ділянок магістралей. Це забезпечує ефективне відведення повітря, що накопичується у верхній частині системи, а також можливість самопливного зливу теплоносія в нижній частині трубопроводів під час їх спорожнення. Горизонтальні нижні магістралі проектуються з постійним ухилом у напрямку до теплового пункту будинку, де розташований вузол зливу в каналізаційну систему.

Проектом передбачено ухил водяних магістралей насосної системи в межах 0,003 (що відповідає 3 мм на 1 м довжини трубопроводу).

Для зливу води зі стояків і окремих ділянок трубопроводів передбачені пристрої для спорожнення — на кожному стояку встановлюються запірні арматури зі штуцерами для підключення гнучких шлангів. Також передбачена запірна арматура на окремих кільцях, гілках та стояках для забезпечення можливості локального відключення та спуску теплоносія у разі технічного обслуговування або аварійної ситуації.

2.5.3 Вибір системи видалення повітря із системи опалення

У водяних системах опалення наявність повітря (точніше — газових сумішей) у трубопроводах може призводити до суттєвих експлуатаційних проблем. Зокрема, повітряні скупчення погіршують або повністю порушують циркуляцію теплоносія, спричиняють шум у системі та прискорюють процеси корозії сталевих елементів.

Газові включення можуть потрапляти до системи кількома шляхами:

- залишатися у вигляді вільного повітря під час первинного заповнення системи теплоносієм;
- підсмоктуватися з атмосфери через нещільності у з'єднаннях або арматурі внаслідок неправильної конструкції або зношення елементів;
- надходити з теплоносієм у вигляді розчинених газів, які виділяються під час циркуляції та зміни температури води.

Особливо актуальним є питання видалення повітря у системах з нижнім розведенням подаючої та зворотної магістралей, де гази мають тенденцію накопичуватися у верхніх точках радіаторів, зокрема у колончастих опалювальних приладах. Для запобігання утворенню повітряних пробок передбачається встановлення повітряних випускників (повітряних кранів) — як ручної, так і автоматичної дії.

У межах проекту передбачено застосування автоматичних повітряних клапанів, принцип дії яких базується на властивості спеціального сухого матеріалу (мембрани або поплавця) пропускати повітря, але перекривати його витік після зволоження. Такі пристрої дозволяють забезпечити стабільне функціонування системи без участі обслуговуючого персоналу.

Таким чином, видалення повітря із системи опалення здійснюється переважно за допомогою автоматичних повітряних клапанів, встановлених у верхніх точках радіаторів та інших конструктивно передбачених місцях.

2.6 Розробка аксонометричної схеми

Перед початком гідравлічного розрахунку системи опалення виконується побудова розрахункової схеми трубопроводів у вигляді аксонометричного зображення. Така схема є основою для подальших інженерних розрахунків і містить усю необхідну інформацію щодо конфігурації системи.

На аксонометричній схемі зображуються:

- усі трубопроводи (подаючі та зворотні);
- стояки;
- опалювальні прилади;
- запірні та регулювальні арматури;
- допоміжне устаткування (розповітрювачі, зливні пристрої, насоси тощо).

Крім графічних елементів, на схемі обов'язково зазначаються:

- теплові навантаження окремих опалювальних приладів;
- теплові навантаження на ділянках мережі;
- довжини, номери та діаметри трубопроводів.

При зображенні вертикальних стояків на схемі дотримується загальноприйнятого правила: подавальний стояк розміщується праворуч, зворотний — ліворуч, якщо дивитися зі сторони внутрішнього простору приміщення.

Такий підхід до побудови схеми забезпечує зручність у подальшому проведенні гідравлічних розрахунків, а також є необхідним для коректного підбору діаметрів трубопроводів і регулювальної арматури.

2.7 Тепловий розрахунок опалювальних приладів

У завдання розрахунку опалювальних приладів входить визначення поверхні нагрівання і числа секцій приладу [8].

Вихідними даними при розрахунку приладів є:

- теплові навантаження приладів $Q_{пр}$, Вт;
- розрахункові температури гарячої й зворотної води t_r і t_o , °C

Розрахункова поверхня нагрівання приладу у квадратних метрах визначається по формулі

$$F_p = \frac{Q_{пр}}{q_1},$$

де $Q_{пр}$ – теплове навантаження приладу, Вт;

q_1 – тепловий потік приладу, Вт/м², $q_1 = 617$ Вт/м² при схемі живлення приладу "зверху вниз".

Число секцій чавунних радіаторів N визначається по формулі:

$$N = \frac{F_p \cdot \beta_2 - Z}{f_1 \cdot \beta_3},$$

де β_2 - коефіцієнт, що враховує спосіб установки приладу;

Z – припустиме значення поверхні, що гріє, м²;

f_1 – поверхня нагрівання однієї секції, м², для радіатора MC-140-98 дорівнює 0,208 м²;

β_3 – поправочний коефіцієнт, що враховує число секцій у приладі.

$$Z = 0,05 \cdot F_p \cdot \beta_3,$$

$$\beta_3 = 0,92 + \frac{0,16}{F_p},$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 2.8.

Отримане розрахункове значення N округляється до найближчого великого цілого значення (фактичне число секцій приладу).

У приміщеннях, де тепловтрати незначні, опалювальні прилади не встановлюємо, а тепловтрати цих приміщень розподіляємо на прилеглі приміщення. У всіх приміщеннях мінімальна кількість секцій прийнята рівним 3.

Розрахунок опалювальних приладів представлено в таблиці 3, додатку 1.

2.8 Гідравлічний розрахунок трубопроводів

2.8.1 Вибір головного і другорядних циркуляційних кілець. Визначення наявного тиску

У завдання гідравлічного розрахунків входить визначення діаметрів труб і втрат тиску в системі [8]. Внутрішні діаметри труб залежать від швидкості води:

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho v}},$$

де G , кг/с – витрата води;

ρ - щільність води, кг/м³;

v , – швидкість води, м/с.

Швидкість води в трубах не повинна перевищувати припустимих значень.

Діаметр труби, м.....10 15 20 і більш

Гранична швидкість, м/с... ..1,5 1,2 1

Втрати тиску в трубопроводах ΔP , Па, з урахуванням запасу тиску визначаються по формулі:

$$\Delta P = 0,9 \cdot \Delta P_p,$$

де ΔP_p - розрахунковий наявний циркуляційний тиск

$$\Delta P_p = \Delta P_n + B \cdot \Delta P_e,$$

де ΔP_n - циркуляційний тиск, створюване насосом.

ΔP_e - природний циркулярний тиск,

B - коефіцієнт, що враховує частку природного циркуляційного тиску в розрахунковому розташовуваному тиску. Для двотрубних систем рівний 0,4.

Насосний циркуляційний тиск ΔP_n визначається залежно від способу приєднання системи опалення до теплових мереж.

$$\Delta P_n = \frac{\Delta P_{аб} \cdot \eta_n}{1 + u},$$

де $\Delta P_{аб}$ - перепад тисків у тепловій мережі на вході в абонентське вхід;

$\eta_n = 0,2-0,3$ – ККД насоса;

u - коефіцієнт змішання насоса

$$u = \frac{t_1 - t_r}{t_r - t_0} ,$$

де t_1 - розрахункова температура води в прямому трубопроводі теплової мережі, $t_1=130^{\circ}\text{C}$.

$t_r = 90^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 70^{\circ}\text{C}$ – розрахункові температури гарячої й зворотної води в системі опалення.

$$u = \frac{130 - 90}{90 - 70} = 2,0$$

$$\Delta P_n = \frac{100000 \cdot 0,25}{1 + 2,0} = 8333 \text{ Па}$$

Природний циркулярний тиск ΔP_e залежить від прийнятої схеми системи опалення. Тому що ΔP_e дуже мало, те для розрахунків ухвалюємо $\Delta P_p = \Delta P_n$.

Гідравлічний розрахунок системи опалення виконується методом питомих втрат тиску, що дозволяє визначити необхідні діаметри трубопроводів, втрати тиску на окремих ділянках і підібрати відповідну арматуру для забезпечення ефективної та надійної роботи системи.

Першим етапом розрахунку є визначення основного циркуляційного кільця. Основне кільце включає ділянки подаючого і зворотного магістральних трубопроводів, а також приєднання до найбільш віддаленого (гідравлічно найневигіднішого) опалювального приладу. Саме по цьому кільцю відбувається максимальна втрата тиску, що й визначає параметри для розрахунку всієї системи.

У даному проекті основним циркуляційним контуром обрано кільце, яке проходить через стояк № 26, оскільки він є найбільш віддаленим за довжиною та тепловим навантаженням елементом системи.

Подальші розрахунки інших циркуляційних кілець виконуються з урахуванням втрат тиску в основному кільці, а також відповідно до допустимих розбіжностей тиску на паралельних ділянках мережі для забезпечення рівномірного розподілу теплоносія..

Повна втрата тиску на ділянці визначається по формулі:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с} \quad ,$$

де $\Delta P_{тр}$ – втрати тиску на тертя, Па;

$\Delta P_{м.с}$ – втрати в місцевих опорах, Па.

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{ж} = R \cdot l \quad ,$$

де R – питома втрата тиску на тертя. Па/м.

$$\Delta P_{м.с} = \Sigma \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{ж} \quad ,$$

де l – довжина ділянки, м;

λ - коефіцієнт тертя,

$\Sigma \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці;

v – швидкість води, м/с;

d – внутрішній діаметр труби, м.

Вибір діаметрів ділянок трубопроводів робимо по витраті води на ділянці G і середньому значенню питомих втрат тиску $R_{ср}$.

2.8.2 Розрахунок головного циркуляційного кільця

Результати гідравлічного розрахунку головного циркуляційного кільця заносимо в таблицю 2.6.

У третю графу записуємо витрату води на ділянках G_i , кг/г, який визначається по формулі:

$$G_i = \frac{0,86 \cdot Q_i}{t_r - t_o} \cdot \beta_1 \beta_2 \quad ,$$

де β_1 - коефіцієнт, що враховує теплопередачу через додаткову площу (понад розрахункову), для радіаторів 1,03 ... 1,08;

β_2 - коефіцієнт, що враховує розміщення опалювального приладу в зовнішньої стіни, рівний 1,02.

Десята графа заповнена з урахуванням того, що втрати в місцевих опорах визначаються по формулі:

$$Z_i = \Sigma \xi \cdot Z_{li}$$

Визначаємо втрати тиску в основному циркуляційному кільці додаванням втрат тиску на всіх ділянках. При цьому повинне дотримуватися умова:

$$\Delta P = 0,9\Delta P_p, \Delta P = 0,9 \cdot 8333 = 7500 \text{ Па}$$

Головним циркуляційним кільцем є кільце через стояк 26.

Таблиця 2.6

Гідравлічний розрахунок головного циркуляційного кільця через 26 стояк

№ ділянки	Теплове навантаження ділянки	Витрата води на ділянці	Довжина ділянки	Діаметр труби	Швидкість води на ділянці	Питомі втрати на тертя	Втрати на тертя	Сума КМС	Втрати в МС	Сумарні втрати тиску
	Q_i , Вт	G_i , кг/г	l_i , м	d_i , мм	w_i , м/с	R_i , Па/м	$R_i \cdot l_i$, Па	$\Sigma \xi$	Z_i , Па	$R \cdot l_i + Z_i$, Па
1	1009	45,6	1,0	10	0,096	18	18	6	26,87	44,87
2, 2'	2648	119,6	7,5	15	0,161	38	283,1	5,5	69,29	704,77
3, 3'	3944	178,2	4,7	15	0,239	80	376	4	111,04	974,09
4, 4'	5776	260,9	5,8	15	0,355	170	986	1	61,25	2094,50
5, 5'	7164	323,6	3,8	20	0,241	55	209	1	28,23	474,45
6, 6'	7791	352,0	0,5	20	0,263	65	32,5	1,5	50,42	165,85
7, 7'	14511	655,5	12,5	25	0,3	60	750	1,5	65,61	1631,22
8, 8'	29348	1325,8	1,8	32	0,362	60	108	1,5	95,53	407,06
9, 9'	46699	2109,7	4,3	40	0,43	70	301	3,5	314,51	1231,03
Разом										7728

Примітка: в останньому стовпчику сумарні втрати ділянок 2-9 множили на 2, тому що враховували ділянки зворотної магістралі, що мають ту ж довжину і витрати.

$$\text{Визначимо запас тиску: } \Delta = \frac{8333 - 7728}{8333} 100 = 7,3\%$$

2.8.3 Розрахунок другорядних циркуляційних кілець

Розраховуємо другорядне циркуляційне кільце через 18 стояк.

Таблиця 2.7

**Гідравлічний розрахунок другорядного циркуляційного кільця
через 18 стояк**

№ ділянки	Теплове навантаження ділянки	Витрата води на ділянку	Довжина ділянки	Діаметр труби	Швидкість води на ділянку	Питомі втрати на тертя	Втрати на тертя	Сума КМС	Втрати в МС	Сумарні втрати тиску
	Q_i , Вт	G_i , кг/г	l_i , м	d_i , мм	w_i , м/с	R_i , Па/м	$R_i \cdot l_i$, Па	$\Sigma \xi$	Z_i , Па	$R \cdot l_i + Z_i$, Па
10	521	23,5	1,0	10	0,054	5,5	5,5	5	7,09	12,59
11, 11'	2008	90,7	6,0	10	0,196	75	446,25	5,5	102,69	1097,87
12, 12'	3304	149,3	5,5	15	0,205	60	330	4	81,70	823,39
13, 13'	5132	231,8	3,8	15	0,321	140	532	1	50,08	1164,16
14, 14'	6720	303,6	4,9	20	0,241	55	269,5	1,5	42,34	623,68
Итого										3722

Порівнюємо втрати в незагальних ділянках Нев'язання $\delta = \frac{4371 - 3722}{4371} 100 = 14,85\%$

Розраховуємо другорядне циркуляційне кільце через 8 стояк.

Таблиця 2.8

**Гідравлічний розрахунок другорядного циркуляційного кільця
через 8 стояк**

№ ділянки	Теплове навантаження ділянки	Витрата води на ділянку	Довжина ділянки	Діаметр труби	Швидкість води на ділянку	Питомі втрати на тертя	Втрати на тертя	Сума КМС	Втрати в МС	Сумарні втрати тиску
	Q_i , Вт	G_i , кг/г	l_i , м	d_i , мм	w_i , м/с	R_i , Па/м	$R_i \cdot l_i$, Па	$\Sigma \xi$	Z_i , Па	$R \cdot l_i + Z_i$, Па
15	906	40,9	1,0	10	0,086	13	13	5	17,97	30,97
16, 16'	1983	89,6	10,3	10	0,189	70	717,5	4	69,44	1573,88
17, 17'	4147	187,3	5,7	15	0,254	90	513	1	31,35	1088,71
18, 18'	6489	293,1	7,0	20	0,229	50	350	1	25,49	750,97
19, 19'	8493	383,7	4,3	20	0,294	80	344	1,5	63,01	814,02
20, 20'	14837	670,3	7,4	25	0,312	65	481	1	47,31	1056,62
Итого										5316

Порівнюємо втрати в незагальних ділянках Нев'язання $\delta = \frac{6409 - 5316}{6409} 100 = 14,9\%$

Розраховуємо другорядне циркуляційне кільце через 1 стояк.

Таблиця 2.9

**Гідравлічний розрахунок другорядного циркуляційного кільця
через 1 стояк**

№ ділянки	Теплове навантаження ділянки	Витрата води на ділянці	Довжина ділянки	Діаметр труби	Швидкість води на ділянці	Питомі втрати на тертя	Втрати на тертя	Сума КМС	Втрати в МС	Сумарні втрати тиску
	$Q_i, \text{Вт}$	$G_i, \text{кг/Г}$	$l_i, \text{м}$	$d_i, \text{мм}$	$w_i, \text{м/с}$	$R_i, \text{Па/м}$	$R_i \cdot l_i, \text{Па}$	$\Sigma \xi$	$Z_i, \text{Па}$	$R \cdot l_i + Z_i, \text{Па}$
21	640	28,9	1,0	10	0,064	6,5	6,5	6	11,94	18,44
22, 22'	2909	131,4	5,1	10	0,283	150	765	4	155,69	1841,39
23, 23'	4310	194,7	5,2	15	0,262	95	494	1	33,36	1054,72
24, 24'	5327	240,7	7,1	20	0,181	32	227,2	1	15,92	486,24
25, 25'	6344	286,6	0,8	20	0,216	45	36	1	22,67	117,35
Итого										3519

Порівнюємо втрати в незагальних ділянках. Нев'язання $\delta = \frac{4259 - 3519}{4259} 100 = 15,0\%$.

Розраховуємо другорядне циркуляційне кільце через 9 стояк.

Таблиця 2.10

**Гідравлічний розрахунок другорядного циркуляційного кільця
через 9 стояк**

№ ділянки	Теплове навантаження ділянки	Витрата води на ділянці	Довжина ділянки	Діаметр труби	Швидкість води на ділянці	Питомі втрати на тертя	Втрати на тертя	Сума КМС	Втрати в МС	Сумарні втрати тиску
	$Q_i, \text{Вт}$	$G_i, \text{кг/Г}$	$l_i, \text{м}$	$d_i, \text{мм}$	$w_i, \text{м/с}$	$R_i, \text{Па/м}$	$R_i \cdot l_i, \text{Па}$	$\Sigma \xi$	$Z_i, \text{Па}$	$R \cdot l_i + Z_i, \text{Па}$
26	737	33,3	1,0	10	0,072	8	8	6	15,12	23,12
27, 27'	2146	96,9	6,9	10	0,21	85	586,5	2,5	53,58	1280,16
28, 28'	3179	143,6	3,7	15	0,196	55	203,5	4	74,68	556,36
29, 29'	4447	200,9	5,1	15	0,282	110	561	4	154,59	1431,19
30, 30'	6625	299,3	4,9	20	0,229	50	245	1,5	38,23	566,46
31, 31'	17351	783,8	3,2	20	0,603	320	1024	1,5	265,07	2578,14
Итого										6435

Порівнюємо втрати в незагальних ділянках. Нев'язання $\delta = \frac{6497 - 6435}{6497} 100 = 0,95\%$.

Розраховуємо другорядне циркуляційне кільце через 15 стояк.

Таблиця 2.11

**Гідравлічний розрахунок другорядного циркуляційного кільця
через 15 стояк**

№ ділянки	Теплове навантаження ділянки	Витрата води на ділянку	Довжина ділянки	Діаметр труби	Швидкість води на ділянку	Питомі втрати на тертя	Втрати на тертя	Сума КМС	Втрати в МС	Сумарні втрати тиску
	$Q_i, \text{Вт}$	$G_i, \text{кг/г}$	$l_i, \text{м}$	$d_i, \text{мм}$	$w_i, \text{м/с}$	$R_i, \text{Па/м}$	$R_i \cdot l_i, \text{Па}$	$\Sigma \xi$	$Z_i, \text{Па}$	$R \cdot l_i + Z_i, \text{Па}$
32	393	17,8	1,0	10	0,037	3,8	3,8	5	3,33	7,13
33, 33'	869	39,3	4,8	10	0,086	13	62,4	2,5	8,99	142,77
34, 34'	6386	288,5	4,8	15	0,386	200	960	2,5	181,03	2282,06
35, 35'	7492	338,5	5,4	20	0,252	60	324	1	30,86	709,73
36, 36'	9201	415,7	4,8	25	0,193	26	124,8	1	18,10	285,81
37, 37'	10726	484,6	3,9	25	0,222	34	132,6	1	23,95	313,10
Итого										3740

Порівнюємо втрати в незагальних ділянках. Нев'язання $\delta = \frac{3857 - 3740}{3857} 100 = 3,0\%$.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

3.1 Організація повітрообміну

У холодний період року подачу підігрітого припливного повітря доцільно здійснювати в верхню зону приміщень, а за потреби – і в коридори для компенсації об'єму повітря, що видаляється з приміщень, де вентиляція організована переважно за витяжною схемою.

Видалення повітря слід передбачати переважно безпосередньо з приміщень, із застосуванням систем природної або механічної вентиляції. У теплий період року проектна температура та відносна вологість у приміщеннях не нормуються.

Окрім припливно-витяжної вентиляції з механічним спонуканням, у лікувальних закладах передбачається також природна вентиляція за допомогою відкриваних елементів (кватирок, фрамуг тощо), які мають бути обладнані системами фіксації положення.

Забір зовнішнього повітря необхідно організовувати з екологічно чистої зони, на висоті щонайменше 2 метри від рівня землі. Повітря, що подається в приміщення, має проходити двоступеневу чистку: фільтрами грубого та тонкого очищення відповідно до чинних нормативних вимог.

Кратність повітрообміну визначається з урахуванням розрахункових параметрів для забезпечення нормативної чистоти повітря та допустимого газового складу. Відносна вологість не повинна перевищувати 60%, а швидкість руху повітря у робочій зоні — 0,15 м/с.

Усі елементи вентиляційної системи (повітроводи, решітки, вентиляційні установки, камери тощо) повинні бути чистими, справними, без ознак корозії, пошкоджень або порушень герметичності. Робота вентиляторів та електродвигунів не повинна супроводжуватись сторонніми шумами.

Усі подачі повітря в приміщення здійснюються у верхню зону. Внутрішня поверхня повітроводів повинна бути виконана з матеріалів, що виключають винос часток або покриттів у повітряний потік. Повітророзподільні елементи повинні забезпечувати рівномірний розподіл повітря.

Для розміщення вентиляційного обладнання слід передбачити окремі технічні приміщення для припливних та витяжних систем, які не повинні межувати по вертикалі або горизонталі з приміщеннями постійного перебування людей (палатами, операційними, кабінетами тощо). Ці приміщення мають використовуватися виключно за прямим призначенням.

У приміщеннях, де висуваються вимоги до асептики, прокладка повітроводів, труб та арматури має бути прихованою. В інших приміщеннях дозволяється прокладка в закритих коробах.

Витяжна вентиляція з механічним спонуканням без організованого припливу повітря передбачається для приміщень з підвищеним рівнем забруднення або вологовиділення: автоклавних, мийних, душових, санітарних вузлів, приміщень для брудної білизни, зберігання відходів і дезінфекційних засобів.

У тих приміщеннях, які не оснащено системами механічної припливної вентиляції, необхідно передбачити регульовані фрамуги, кватирки або припливні клапани, розміщені не нижче 2 м від рівня підлоги, для забезпечення надходження зовнішнього повітря. Розрахунковий повітрообмін наведений у таблиці 3.1

Таблиця 3.1

Розрахунковий повітрообмін

№	Найменування	V м ³	Кратність обміну повітря в 1 год		Розрахунковий повітрообмін, м ³ /год	
			приплив	витяжка	приплив	витяжка
1	2	3	4	5	6	7
102	Вестибюль	66	-	-	1	66
104	Гардероб для відвідувачів	69	-	-	1	69
105	Приміщення для самозапису	46	-	-	1	46
106	Реєстратура	82	-	-	1	82
107	Медичний архів	84	-	-	1	84
108	Приміщення для приймання й зберігання ліків	49	2	98	3	147
109	Аптека (торговельний зал)	89	3	267	4	356
117	Мийна столового посуду	21	2	42	3	63
116	Підсобне приміщення	26	-	-	1	26

1	2	3	4	5	6	7
118	Зал буфету з роздавальної	193	-	-	1	193
119	Кабінет фармацевтичної інформації	63	1	63	1	63
113	Санвузол жіночий		-		50 м ³ /г на унітаз	150
114	Санвузол чоловічий		-		50 м ³ /г на унітаз	150
123	Санвузол персоналу		-		50 м ³ /г на унітаз	50
121	Гардероб домашнього і робочого одягу персоналу	39	-	-	1	39
120	Комора брудної білизни	19	-	-	1	19
115	Комора сан.-гигиєнич. одягу	66	-	-	1	66
112	Приміщення для оформлення листів непрацездатності	66	-	-	1	66
122	Гардероб вуличного одягу персоналу	37	-	-	1	37
124	Комора предметів прибирання	19	-	-	1	19
125	Комора хоз. реманенту	37	-	-	1	37
126	Кабінет заст. головлікаря	40	1	40	1	40
127	Кабінет головлікаря	79	1	79	1	79
128	Кабінет уролога	40	1	40	1	40
129	Кабінет ревматолога	50	1	50	1	50
130	Кабінет стоматолога	50	2	100	3	150
131	Білизняна чиста	41	-	-	1	41
201	Кабінет ендокринолога	39	1		1	
202	Кабінет дільничного лікаря терапевта	39	1		1	
203	Кабінет дільничного лікаря терапевта	41	1	41	1	41
204	Кабінет дільничного лікаря терапевта	41	1	41	1	41
205	Кабінет гінеколога	39	1	39	1	39
206	Кабінет кардіолога	39	1	39	1	39
207	Кабінет уролога	39	1	39	1	39
208	Кабінет гінеколога	39	1	39	1	39

Закінчення таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
209	Кабинет участкового врача терапевта	40	1	40	1	40
213	Санвузол жіночий		-		50 м ³ /г на унітаз	150
214	Санвузол чоловічий		-		50 м ³ /г на унітаз	150
226	Кабинет ЕКГ	37	1	37	1	37
210	Кабинет зав. терапевтичним відділенням	66	1	66	1	66
212	Кабинет старшої медсестри	66	1	66	1	66
225	Санвузол персоналу		-		50 м ³ /г на унітаз	50
227	Кабинет невролога	33	1	33	1	33
228	Канцелярія	33	-	-	1	33
230	Бухгалтерія	58	-	-	1	58
231	Рентген кабінет	50	3	150	4	200
232	Рентген кабінет	59	3	178	4	237
233	Кабинет флюорографії	59	3	178	4	237
215	Гіпс. перев'язна	75	1,5	113	2	150
217	Кімната для зберігання гіпсу	42	-	-	1	42
218	Кабинет лікаря травматолога- ортопеда	67	1	67	167	
220	Перев'язна гнійна	71	1,5	107	2	142
221	Кабинет лікаря хірурга	58	1	58	1	58
222	Перев'язна чиста	71	1,5	107	2	142
223	Приміщення для занять із персоналом	99	1	99	1	99
224	Кімната особистої гігієни персоналу	19	3	57	5	95

У будівлі обласної лікарні необхідно передбачити застосування систем механічної припливно-витяжної вентиляції. Для окремих функціональних зон, таких як рентгенологічні відділення, санітарно-технічні вузли та аптеки, слід проектувати автономні вентиляційні системи. У приміщеннях, де здійснюються лікувальні процедури, приплив повітря повинен забезпечуватися безпосередньо у верхню зону, тоді як для допоміжних приміщень допускається подача повітря в

суміжні зони, зокрема коридори або вестибюлі, за умови дотримання балансу витяжного повітрообміну.

Застосування рециркуляції повітря у системах вентиляції не дозволяється. Розташування вентиляційних камер необхідно проектувати з урахуванням акустичного комфорту, щоб унеможливити передачу шуму до палат тривалого перебування пацієнтів та медичних кабінетів. Повітроводи доцільно виготовляти з корозійностійких матеріалів, зокрема з нержавіючої сталі.

Для рентгенодіагностичних приміщень, укомплектованих апаратами закритого типу, передбачається система припливно-витяжної вентиляції з двозонним відведенням повітря: з верхньої зони — на висоті 0,6 м від рівня стелі, а з нижньої — на висоті 0,5 м від рівня підлоги.

Визначимо повітряний баланс по 1 поверху. Приплив 779 м^3 , витяжка 1881 м^3 . Небаланс -1102 м^3 . В аптечне відділення подаємо 365 , у коридор подаємо 1516 м^3 .

Визначимо повітряний баланс по 2 поверху. Приплив 1594 м^3 , витяжка 2323 м^3 . Небаланс -729 м^3 . У рентген відділення подаємо 506 м^3 , у коридор подаємо 1817 м^3 .

Механічна система припливної вентиляції П1 передбачається для приміщень першого поверху. Припливне повітря подають у коридор, звідки воно надходить у кабінети. Видалення повітря проводиться безпосередньо з кабінетів системою В1.

Механічна система припливної вентиляції П2 передбачається для приміщень другого поверху. Припливне повітря подають у коридор, звідки воно надходить у кабінети. Видалення повітря проводиться безпосередньо з кабінетів системою В2.

Індивідуальні припливні і витяжні системи мають:

П3 і В3 – рентген відділення,

П4 і В4 – приміщення аптеки.

Із санвузлів відвідувачів витяжки В5, В6 із санвузла персоналу В7.

До складу припливних установок входить: повітряний клапан з електроприводом з поворотною пружиною, фільтр середнього ступеня очищення, водяний нагрівач, вентилятор і шумоглушник.

У припливних і витяжних системах запроектовані решітки типу АМН.

Також у поліклініці передбачено кілька природних витяжок.

3.2 Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції

Метою аеродинамічного розрахунку є визначення розмірів перетинів усіх ділянок системи вентиляції, при заданих витратах повітря через них і заданих довжинах ділянок. Розрахунки ведеться в наступній послідовності:

Розташовуваний тиск у природних витяжних системах вентиляції визначаються для зовнішньої температури 5°C по формулі

$$\Delta P_p = h \cdot g(\rho_n - \rho_v),$$

де h – відстань по вертикалі від осі витяжних решіток до устя витяжної шахти;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\rho_n = 1,27 \text{ кг/м}^3$ – щільність зовнішнього повітря при температурі 5°C;

$\rho_v = 1,21 \text{ кг/м}^3$ – щільність внутрішнього повітря при температурі 18°C.

Для першого поверху

$$\Delta P_p = 7,1 \cdot 9,81(1,27 - 1,21) = 4,18 \text{ Па.}$$

Для другого поверху

$$\Delta P_p = 3,5 \cdot 9,81(1,27 - 1,21) = 2,18 \text{ Па.}$$

Визначаємо значення рівновеликого діаметра повітроводу круглого перетину, у якому втрати тиску на тертя дорівнюють втратам на тертя в прямокутному повітроводі при тій же швидкості по формулі :

$$d_s = \frac{2ab}{a+b},$$

де a і b - розміри прямокутного каналу, м.

Втрати на тертя в каналах розраховуємо по формулі

$$\Delta P_{TP_i} = \beta \cdot R_i \cdot l_i,$$

де β - поправочний коефіцієнт до втрат тиску на тертя.

Втрати тиску в місцевих опорах знаходять по формулі:

$$Z_i = \Sigma \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho,$$

де $\rho = 1,27 \text{ кг/м}^3$.

Сумарні втрати тиску на ділянці:

$$\Delta P_i = \Delta P_{TP_i} + Z_i,$$

Визначаються сумарні втрати в магістральному повітроводі додаванням втрат тиску на всіх його ділянках по формулі:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \Delta P_i,$$

Сумарні втрати тиску в магістральному повітроводі ΔP не повинні перевищувати наявного тиску, визначеного раніше. Нев'язання не повинне перевищувати 10%:

$$\delta = \frac{\Delta P_p - \Delta P}{\Delta P_p} \cdot 100\%,$$

Швидкість повітря прийнята в механічних системах у магістральних повітроводах до 8 м\с, у відгалуженнях до 5 м\с, у системах природної витяжної вентиляції не більш 1,5 м\с, а в решітках 0,5-1,0 м\с.

Аеродинамічні розрахунки приливної та витяжної вентиляції представлені у таблицях додатку 2.

3.3 Вибір устаткування систем вентиляції

По визначеним вище витратам повітря і втратам тиску були підібраний наступні види вентиляційного встаткування:

Устаткування системи вентиляції

Система	Витрата повітря, м ³ /г	Вентилятор	Калорифер	Шумоглушник	Фільтр
П1	1516	WRW 50-30	WWN 50-30	SG 50-30	FK 50-30
П2	1817	WRW 50-30	WWN 50-30	SG 50-30	FK 50-30
П3	506	WRW 40-20	WWN 40-20	SG 40-20	FK 40-20
П4	503	WRW 40-20	WWN 40-20	SG 40-20	FK 40-20
В1	1521	WRW 50-30	нет	SG 50-30	нет
В2	920	WRW 50-25	нет	SG 50-25	нет
В3	674	WRW 40-20	нет	SG 40-20	нет
В4	365	WRW 40-20	нет	SG 40-20	нет
В5	300	WRW 40-20	нет	SG 40-20	нет
В6	300	WRW 40-20	нет	SG 40-20	нет

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

4.1 Загальні відомості про тепловий насос

Теплові насоси — це компактні, енергоощадні та екологічно безпечні установки, що використовуються для опалення, гарячого водопостачання, охолодження приміщень та вентиляції. Їхня робота ґрунтується на використанні теплової енергії низькопотенційних джерел (грунт, вода, повітря), яку за допомогою технічних засобів передають теплоносієві з більш високою температурою.

Попри те, що принцип дії теплового насоса був відомий понад століття тому, лише останні десятиліття розвиток технологій та підвищення цін на традиційні енергоносії зробили їх економічно доцільними й комерційно доступними. Наразі країни Європи, особливо скандинавський регіон, демонструють активне зростання у впровадженні цих систем. Так, у Швеції встановлено понад 400 тисяч теплових насосів, а у Фінляндії їхній продаж за останні роки зріс удвічі. У Швеції широко використовується тепла енергія вод Балтійського моря з температурою близько $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$. За оцінками Світового енергетичного комітету, до 2026 року більшість систем теплопостачання у розвинених країнах працюватимуть саме на базі теплових насосів.

Для використання тепла підземних вод застосовують вертикальні зонди — полімерні трубопроводи, що опускаються у свердловини глибиною 50–150 м. Така система потребує мінімальної земельної ділянки, однак вимагає значних капіталовкладень на буріння. Проте перевагою є стабільна температура на глибині (приблизно $10\text{ }^{\circ}\text{C}$), що забезпечує високу ефективність установки.

Грунт має здатність акумулювати сонячне тепло, завдяки чому температура джерела залишається відносно стабільною протягом року. Це дозволяє працювати тепловому насосу з високим коефіцієнтом перетворення енергії. Забір тепла здійснюється за допомогою пластикових труб, що прокладаються на глибині 1–1,2 м, заповнених теплоносієм — сумішшю води з антифризом. Відстань між сусідніми контурами зазвичай становить не менше одного метра.

Переваги теплових насосів:

- висока енергоефективність у порівнянні з традиційними електронагрівальними системами;
- повна екологічність технології, що не супроводжується викидами CO₂ та шкідливих речовин;
- використання безпечних для озонового шару холодоагентів;
- автоматизована робота без необхідності постійного нагляду;
- низькі експлуатаційні витрати та тривалий термін служби;
- компактні розміри та невелика маса;
- можливість використання різноманітних джерел тепла (повітря, вода, земля).

Області доцільного застосування теплових насосів:

- автономне теплопостачання житлових і виробничих об'єктів;
- забезпечення гарячого водопостачання (як самостійно, так і у зв'язці з опаленням);
- охолодження та кондиціонування повітря у побутових та промислових приміщеннях;
- організація системи вентиляції із рекуперацією тепла;
- осушення повітря в зонах зберігання харчових продуктів, деревини, сільськогосподарської продукції тощо.

Головною перевагою теплових насосів є їхня виняткова ефективність: на кожну витрачену одиницю електроенергії генерується 3–5 одиниць теплової енергії. У порівнянні з найефективнішими газовими котельнями, застосування теплових насосів може бути вигіднішим у 1,5–2,5 рази. Це дозволяє зекономити до 268 кг вугілля, 84 кг мазуту або 58 м³ природного газу на кожну вироблену гікакалорію тепла.

В Україні розвиток технологій теплових насосів має певне відставання, проте з'являються позитивні зрушення. Основним виробником є ЗАТ «Енергія» (м. Київ), на рахунку якого — понад 120 реалізованих проектів в Україні та країнах СНД. Сумарна теплова потужність встановленого обладнання перевищує

54 МВт. Системи працюють як на промислових об'єктах, так і у житлових будівлях, соціальних закладах та аграрному секторі. Джерелами тепла слугують артезіанські свердловини, вода градирень, оборотне виробниче тепло та інші низькопотенційні джерела.

4.2 Принцип дії теплового насосу

Основою роботи теплового насоса є термодинамічні цикли — кругові процеси, у яких початкові та кінцеві параметри стану робочого тіла (зокрема тиск, об'єм, температура, ентропія) є ідентичними. Такі цикли широко застосовуються в теплових машинах як для перетворення теплової енергії в механічну роботу, так і для забезпечення процесів нагрівання або охолодження за допомогою зворотного циклу.

Теплова машина, в основі якої лежить термодинамічний цикл, складається з робочого тіла, що змінює свій стан під впливом джерел теплоти — нагрівника і холодильника. Саме за рахунок багаторазового проходження робочої речовини через ці елементи відбувається зміна її термодинамічних характеристик, що дозволяє реалізувати відповідні теплофізичні перетворення [10].

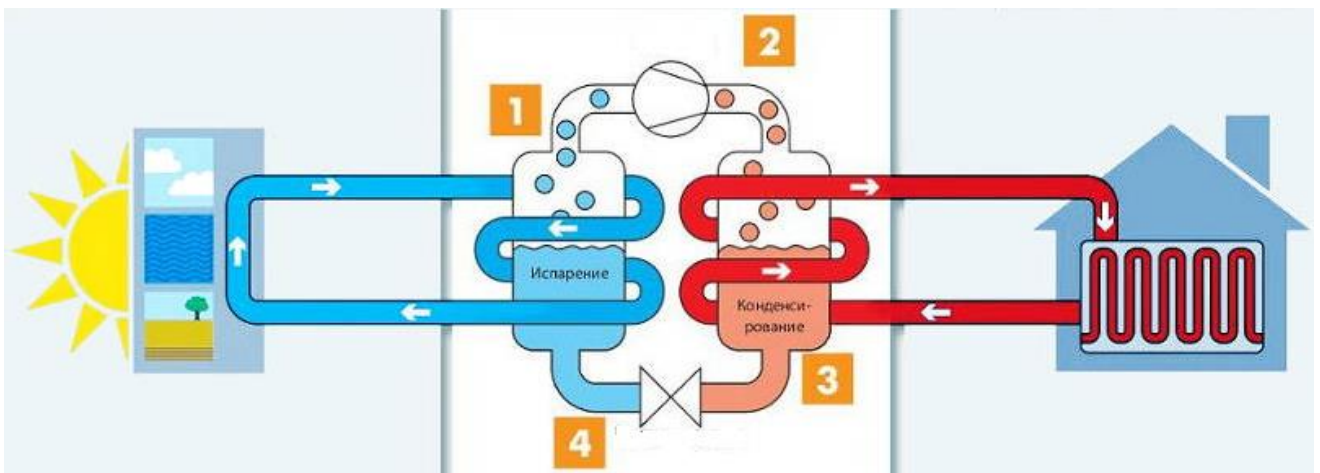


Рис. 4.1 Схема контурів теплового насосу

Тепловий насос складається з трьох функціонально пов'язаних контурів: джерельного (ґрунтового, повітряного або водяного), внутрішнього та опалювального. У джерельному контурі здійснюється відбір низькопотенційної теплоти із зовнішнього середовища. Температурний діапазон у цьому контурі,

залежно від типу теплового насоса, зазвичай становить від -13 до $+5$ °C.

Отримана тепла енергія передається у внутрішній контур, де за участю холодоагенту та компресора здійснюється її термодинамічне перетворення. В результаті процесу компресійного стиснення температура теплоносія підвищується до $55\text{--}65$ °C, після чого теплота передається до системи опалення будівлі через опалювальний контур.

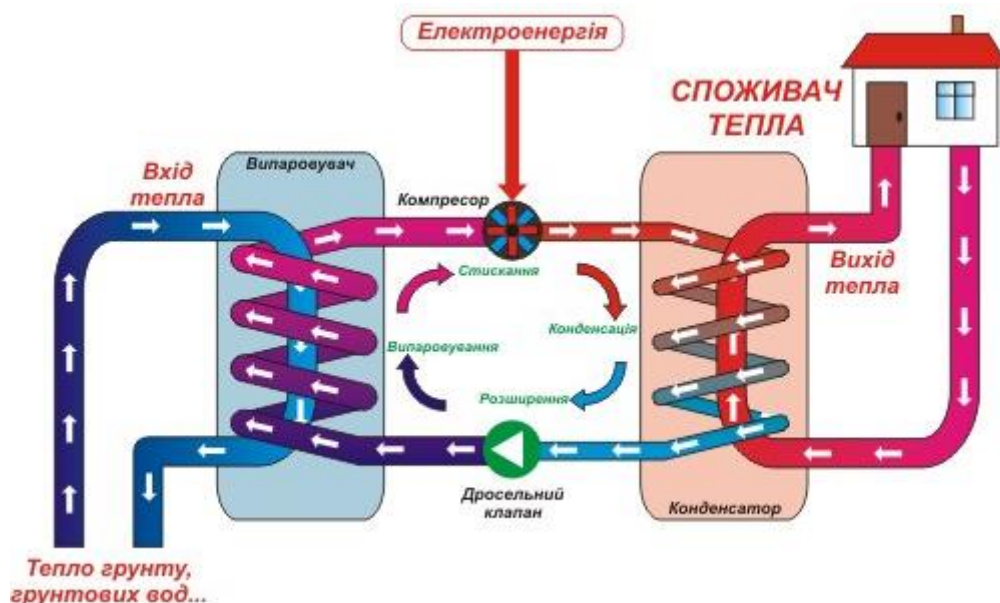


Рис. 4.2 Схема теплового насосу

До складу внутрішнього контуру теплового насоса входять ключові елементи, зокрема:

- терморегулятор, що виконує функції керування процесом роботи установки;
- холодоагент – робоче середовище (газ або суміш газів), яке володіє специфічними термодинамічними властивостями та забезпечує перенесення теплоти.

Процес теплопередачі починається з подачі холодоагенту у випарник через дросельний вентиль. Внаслідок зниження тиску в цьому елементі холодоагент переходить у пароподібний стан, при цьому поглинаючи тепло від стінок випарника. Останній, у свою чергу, отримує теплоту із джерельного контуру (ґрунту, води чи повітря), забезпечуючи тим самим безперервне охолодження зовнішнього середовища.

Далі пароподібний холодоагент надходить до компресора, де він стискається. За рахунок цього його температура значно підвищується, після чого гарячий газ спрямовується до конденсатора. У цьому теплообміннику відбувається передача тепла в опалювальний контур, при цьому температура холодоагенту може досягати 85–125 °С. Після віддачі тепла холодоагент знову переходить у рідкий стан.

Після завершення циклу процес повторюється. Коли температура в системі опалення досягає заданого значення, терморегулятор розмикає електричний ланцюг, зупиняючи компресор. За зниження температури терморегулятор знову активує роботу компресора, ініціюючи наступний цикл.

Циркуляція холодоагенту у тепловому насосі реалізує зворотний цикл Карно, що забезпечує ефективну передачу теплової енергії від джерела з низьким потенціалом до споживача з високим.

4.3 Вибір холодильного агента

Для ефективної роботи теплонасосної установки вибір робочої речовини (холодоагенту) має визначальне значення. До холодоагентів у теплонасосних системах пред'являються ті самі вимоги, що й у холодильних машинах. Основними критеріями вибору є фізико-хімічні характеристики речовини.

Ідеальний холодоагент повинен мати наступні властивості:

- хімічну стабільність;
- інертність щодо конструкційних матеріалів і мастил;
- незаймистість;
- нетоксичність;
- низький тиск кипіння;
- низький тиск конденсації;
- високу енергетичну ефективність циклу;
- доступну вартість.

Жодна з відомих речовин не відповідає одночасно всім зазначеним вимогам, тому вибір холодоагенту здійснюється з урахуванням найважливіших

для конкретної установки характеристик.

Найбільш поширеними серед холодоагентів є речовини марок R12, R22, R502 [12]. Серед них аміак (NH_3) виділяється високими термодинамічними властивостями, проте через свою токсичність його застосування потребує особливої уваги до вимог безпеки. З цієї ж причини не рекомендовано використовувати горючі холодоагенти, такі як пропан, пропілен або метилхлорид, особливо в системах теплопостачання житлових будівель.

У зв'язку зі зростанням інтересу до теплонасосних установок, актуальним стало використання холодоагентів із вищими температурами конденсації, зокрема марок R21, R113, R12B1 [12], що забезпечують кращу ефективність при високих температурах теплоносія. У таких випадках важливим стає вибір речовин із високими критичними температурами, що дозволяє досягати більш високої температури подачі при прийнятному рівні тиску.

Діапазон робочих тіл, придатних для використання в теплонасосних системах, є доволі широким. Кожна речовина, що випаровується в інтервалі тисків від 0,1 до 2 МПа при робочій температурі, може розглядатись як потенційний холодоагент. Проте робота при надто низьких тисках призводить до необхідності використання компресорів надмірних розмірів.

Загальний діапазон застосовуваних холодоагентів охоплює марки від R13B1 до R40. Конкретний вибір залежить від безпеки, енергетичної ефективності та економічної доцільності.

Хімічна стабільність є критично важливою, оскільки робочі температури в теплонасосах значно вищі, ніж у побутових холодильниках. Найбільш інтенсивне руйнування холодоагенту відбувається на виході з компресора, де виникають високі температури і швидкості потоку, що в поєднанні з мастилами та металевими поверхнями сприяє розкладанню робочої речовини. Продукти такого розкладу часто мають кислотний характер і негативно впливають на елементи системи, скорочуючи її ресурс.

Серед сучасних холодоагентів значної популярності набув R134a. Це галоїдовуглецева сполука, яка не руйнує озоновий шар (озоноруйнівний

потенціал — 0) та має потенціал глобального потепління (ПГП) 1300, що суттєво нижче, ніж у R12 (ПГП — 8500). R134a не є займистим у робочому температурному діапазоні, хоча при стисненні з повітрям може утворювати горючі суміші, тому його не рекомендується використовувати для випробувань під тиском із повітрям. Водночас дослідження в рамках програми RAFT підтвердили низьку токсичність цієї речовини.

R134a застосовується в системах кондиціонування повітря, холодильних установках із середньою температурою випаровування, автомобільних кондиціонерах, охолоджувачах рідин і побутових холодильниках. Його експлуатаційні характеристики близькі до властивостей R12.

Таким чином, з огляду на безпечність, ефективність, стабільність і екологічність, найбільш прийнятним холодоагентом для проєктованої теплонасосної установки є R134a.

4.4 Вибір джерела низькопотенційного тепла

Використання теплових насосів передбачає не лише витрати електричної енергії для їх функціонування, а й потребує джерела низькопотенційного тепла. Одним із найбільш доступних та поширених джерел такої енергії є атмосферне повітря. Воно часто використовується в малих теплонасосних установках завдяки доступності й простоті експлуатації. Проте, через обмеження по температурі, невисоку теплоємність та незначний коефіцієнт тепловіддачі, атмосферне повітря є малоефективним для великих теплонасосних станцій, які потребують підведення значних об'ємів теплової енергії до випарників.

Ключовим фактором у забезпеченні ефективної роботи теплового насосу є правильний вибір джерела низькопотенційної теплоти. Підвищення енергоефективності системи досягається завдяки мінімізації різниці між температурами конденсації та кипіння робочого тіла [10]. У розглянутому випадку як джерело теплоти використовується ґрунт.

Ґрунт як джерело теплової енергії

Температура приповерхневого шару ґрунту (на глибині приблизно 1 м)

змінюється в межах від -5 до $+17$ °C, тоді як на глибині близько 15 м коливання значно менші — від $+8$ до $+12$ °C. Даний температурний режим є оптимальним для застосування розсільно-водяних теплових насосів типу S/W-WP, що працюють у діапазоні $-5...+25$ °C.

Характеристики та особливості використання:

Джерело тепла доступне протягом усього року (за умови відповідних геологічних умов і типу ґрунтів).

Можливі режими роботи: моновалентний (тільки тепловий насос) і бівалентний (тепловий насос + додаткове джерело).

Основні витрати включають монтаж ґрунтового теплообмінника (теплого колектора або зондів), використання розсолу (наприклад, на основі моноетиленгліколю, безпечного для навколишнього середовища), встановлення трубопроводів, циркуляційного насоса, а також проведення земляних і будівельних робіт.

Обов'язковим є врахування фізичних характеристик ґрунту, погодних впливів і здатності ґрунту до регенерації.

Підходи до розрахунку:

Проектування ґрунтового теплового колектора повинно базуватися на значенні холодильної потужності теплового насоса. У випадку модернізації системи (заміни насоса на потужніший) необхідно здійснити перевірку відповідності наявного теплообмінника новим умовам експлуатації.

Основна частина енергії, накопиченої в ґрунті, надходить через його поверхню за рахунок сонячного випромінювання і опадів. Внутрішнє тепло Землі, що досягає поверхні, становить менше $0,1$ Вт/м², тому його впливом можна знехтувати. Передача тепла в ґрунті відбувається переважно через теплопровідність, значення якої напряму залежить від вологовмісту: чим вищий вміст води — тим вища теплопровідність. Аналогічно, теплоємність ґрунту також визначається на основі вологості.

Цікавим є той факт, що замерзання води в ґрунті не лише не шкодить системі, а навіть сприяє її ефективності. Пояснюється це високим значенням

прихованої теплоти танення (близько 0,09 кВт·год/кг), що забезпечує додаткове надходження теплової енергії до системи. Таким чином, утворення льоду навколо змійовиків у ґрунті не вважається недоліком, а може позитивно впливати на тепловий баланс системи.

4.5 Розсіл – теплоносій земляного контуру

Для уникнення обмерзання теплообмінника у випарнику до складу теплоносія додається антифриз. Це необхідно, оскільки температура робочого середовища в земляному контурі може знижуватись до -14°C , що потребує відповідного захисту системи від замерзання.

У таких умовах застосовується антифриз на основі моноетиленгліколю — нетоксичного, безпечного для навколишнього середовища розчину. Рекомендована концентрація розсолу при розміщенні теплообмінників у ґрунті становить від 25 % до 30 %. Такий склад забезпечує необхідні фізико-хімічні властивості теплоносія, зокрема захист від замерзання та належну теплопередачу в умовах низьких температур.

Температура замерзання. Концентрація розсолу визначається запланованим діапазоном робочих температур.

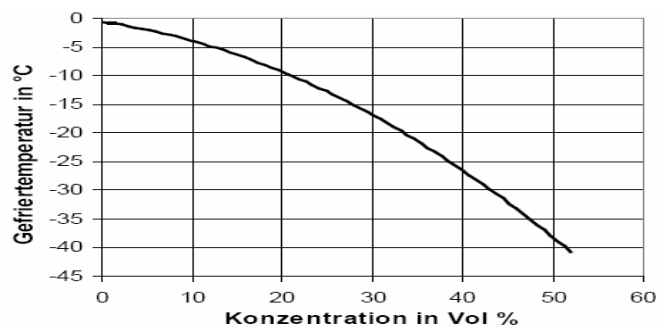


Рис. 4.3 Крива замерзання суміші води з моноетиленгліколем в залежності від концентрації

Заповнення теплової установки розсільною сумішшю повинно здійснюватися у суворо визначеній послідовності, що забезпечує надійну роботу системи та запобігає виникненню аварійних ситуацій. Рекомендований алгоритм включає наступні етапи:

- попереднє приготування розсолу шляхом ретельного змішування антифризу з водою до досягнення необхідної концентрації;

- обов'язкова перевірка концентрації приготовленої суміші з використанням спеціального приладу-контролера для розчинів на основі етиленгліколю;

- заливка підготовленого розсолу в первинний контур системи під тиском не менше 2 бар та не більше 2,5 бар;

- повне видалення повітря з системи, для чого слід встановити постійно діючий автоматичний повітровідвідник.

Дотримання наведеної послідовності є критично важливим для забезпечення стабільної роботи теплонасосної установки протягом усього експлуатаційного періоду.

4.6 Тепловий розрахунок теплового насосу

Для даної будівлі вибираємо тепловий насос марки ТН-110. Його характеристики:

Мінімальна вихідна теплова потужність (кВт) – 30;

Коефіцієнт виробітку – 4;

Потужність, що споживається (кВт) – 70;

Робоча температура води (°C) – 70;

Рівень звукової потужності (дБа) – 55;

Витрата мережної води при внутрішньому перепаді тисків м³/год – 6;

Витрата розсолу при внутрішньому перепаді тисків м³/год – 16;

Холодоагент, загальна вага завантаження – R134a.;

Габаритні розміри (м)

Довжина – 3,9

Ширина – 1,5

Висота – 2,1



Виконаємо його розрахунок.

$Q_B = 75 \text{ кВт}$ - теплопродуктивність,

$t_{H1} = 70^\circ\text{C}$ - температура тепловіддавача (конденсату) на вході у випарник,

$t_{H2} = 36^\circ\text{C}$ - температура тепловіддавача (конденсату) на виході з випарника,

$t_{A2} = 49^\circ\text{C}$ - температура теплоприймача на вході в конденсатор,

$t_{B1} = 90^\circ\text{C}$ - температура теплоприймача на виході із конденсатору,

$\Delta t_H = 2^\circ\text{C}$ - різниця температур між гріючим і охолоджуючим середовищем у випарнику,

$\Delta t_K = 5^\circ\text{C}$ - в конденсаторі,

$\Delta t_{охл} = 10^\circ\text{C}$ - в охолоджувачі.

У практичній реалізації циклу теплового насоса на вхід компресора має надходити винятково перегрітий пар без домішок рідкої фази. Це пояснюється вимогами до безпечної та ефективної роботи компресора, оскільки потрапляння рідини може спричинити гідравлічний удар. Таким чином, точка входу в компресор (умовна точка 1 на діаграмі стану) повинна розташовуватись праворуч від кривої насичення – у зоні перегрітого пару.

У трубопроводах між конденсатором і дросельним пристроєм, через гідравлічні втрати на тертя, можливе часткове випаровування холодоагенту. Потрапляння двофазної суміші на вхід дроселя знижує його ефективність. Для уникнення цього після виходу з конденсатора фреон додатково охолоджується до стану переохолодженої рідини (точка 3 повинна бути лівіше лінії насичення). Це

сприяє більш стабільній роботі випарника та дозволяє зменшити кількість пара, який утворюється до входу у випарник, що, у свою чергу, зменшує витрату холодоагенту за цикл [10].

Однак реалізувати переохолодження безпосередньо в конденсаторі неможливо через обмеження на температуру нагрівального теплоносія. Це потребувало б зниження його температури або, навпаки, підвищення температури конденсації, що істотно збільшило б навантаження на компресор і, відповідно, витрати на систему.

Аналогічно, істотне перегрівання пари у випарнику є недоцільним, оскільки температура джерела низькопотенційного тепла (наприклад, ґрунту чи повітря) є фіксованою. Для забезпечення перегріву пари довелося б знижувати температуру випаровування, що значно підвищує ступінь стиснення у компресорі, а отже – знижує загальну ефективність циклу.

Оптимальним інженерним рішенням є встановлення додаткового проміжного теплообмінника, де реалізується взаємне теплообмінне з'єднання між гарячим фреоном після конденсатора та холодним – після випарника. Таким чином, досягається одночасне переохолодження рідини та перегрів пари (див. рис. 4.4).

У випадках, коли теплова енергія спрямовується на гаряче водопостачання і вхідна вода має значно нижчу температуру, ніж вихідна, доцільно встановити окремий додатковий теплообмінник – охолоджувач. Він монтується після конденсатора і дозволяє ефективно реалізувати процес переохолодження фреону [11].

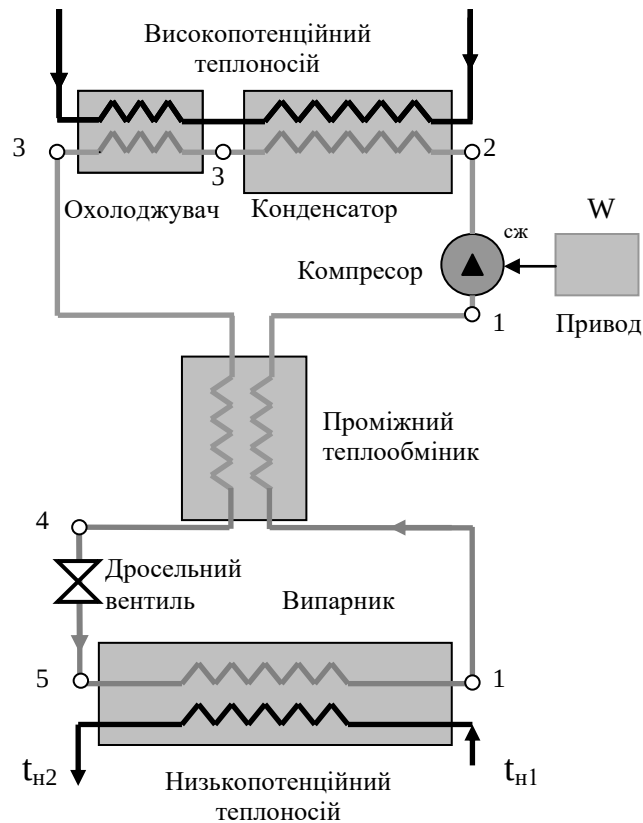


Рис. 4.4 Принципова схема теплового насосу з проміжним теплообмінником і охолоджувачем

$t_{в1}$, $t_{в2}$, $t_{н}$, $t_{н2}$ – температури високопотенційного і низькопотенційного теплоносія на вході і виході

Процес 1-2 – незворотний політропний процес стиснення парів холодоагенту у компресорі;

Процес 2-3 – ізотермічна конденсація холодоагенту у конденсаторі і віддача теплоти високопотенційному теплоносію;

Процес 3-4 – ізотермічні процеси в проміжному теплообміннику;

Процес 4-5 – незворотний адіабатний процес розширення холодоагенту в дросельному вентилі;

Процес 5-1 – ізотермічне випаровування холодоагенту у випарнику за рахунок теплоти відібраної у холодного

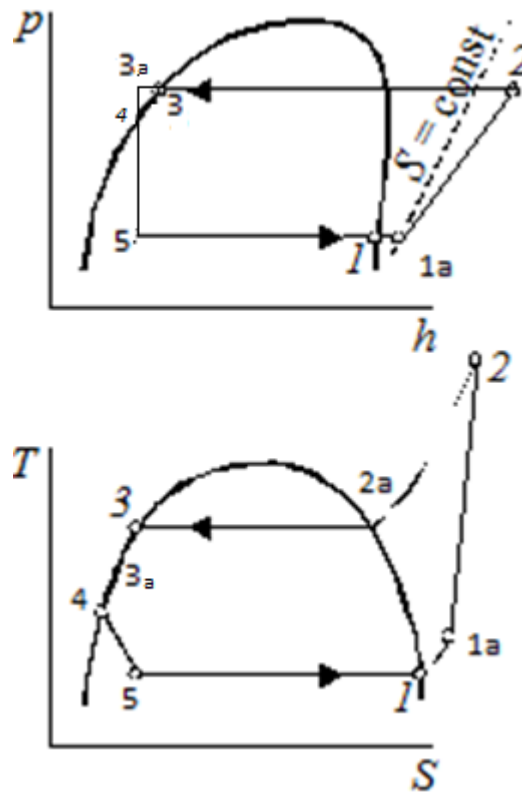


Рис. 4.5 Цикл теплового насосу з проміжним теплообмінником і охолоджувачем

Таблиця 4.1

Значення параметрів у характерних точках процесу

Точки	1	2	2'	3	4	5
$t, ^\circ C$	34	105	100	95	59	34
$p, \text{МПа}$	0,86	3,0	3,0	3,0		0,86
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,025			0,006		
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	421	452	448	350	285	285
$S, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ C}$	1,70	1,72	1,70	1,44	1,28	1,38

Термодинамічний розрахунок теплового насосу

Розрахункова величина	Формула	Значення
Температура випаровування	$t_O = t_{H2} - \Delta t_H$	34 °С
Температура конденсації	$t_K = t_{B1} + \Delta t_K$	95 °С
ККД компресора	$\eta_i = \frac{T_O}{T_K}$	0,83
Питома холодопродуктивність	$q_0 = h_1 - h_5$	136 кДж/кг
Тепло, що відводиться від конденсатора	$q_K = h_2 - h_3$	102 кДж/кг
Тепло, що відводиться від охолоджувача	$q_{OXL} = h_3 - h_4$	65 кДж/кг
Масова витрата робочого агента	$G = \frac{Q_B}{q_K + q_{OXL}}$	16 м ³ /год = 57,6 кг/с
Об'ємна продуктивність компресора	$V_K = v_1 \cdot G$	1,44 м ³ /с
Розрахункове теплове навантаження випарника	$Q_O = q_O \cdot G$	122 кВт
Розрахункове теплове навантаження охолоджувача	$Q_{OXL} = q_{OXL} \cdot G$	59 кВт
Питома робота компресора	$l = \frac{l_K}{\eta_{EM}}$	34 кДж/кг
Питома витрата електроенергії на одиницю виробленого тепла	$\mathcal{E}_{TH} = \frac{l}{q_K + q_{OXL}}$	0,204
Електрична потужність компресора	$N_K = \mathcal{E}_{TH} \cdot Q_B$	50 кВт
Коефіцієнт трансформації	$\mu = \frac{1}{\mathcal{E}_{TH}}$	4,9
Середня температура низькотемпературного тепловіддавача	$T_H^{CP} = \frac{T_{H1} + T_{H2}}{2}$	326 К
Середня температура отриманого тепла	$T_B^{CP} = \frac{T_{B1} + T_{B2}}{2}$	348 К
Коефіцієнт працездатності тепла	$\tau_{qK} = \mathcal{E}_B = 1 - \frac{T_{OC}}{T_B^{CP}}$	0,158
Ексергетичний ККД установки	$\eta_{e,H} = \mathcal{E}_B \cdot \mu$	0,775

4.7 Розрахунок елементів теплового насосу

4.7.1 Розрахунок випарника

В якості випарника, конденсатора і проміжного теплообмінника виберемо теплообмінник з U-подібними трубами. У кожухотрубних апаратах цієї конструкції забезпечується вільне подовження труб, що виключає можливість виникнення температурних напружень [19].

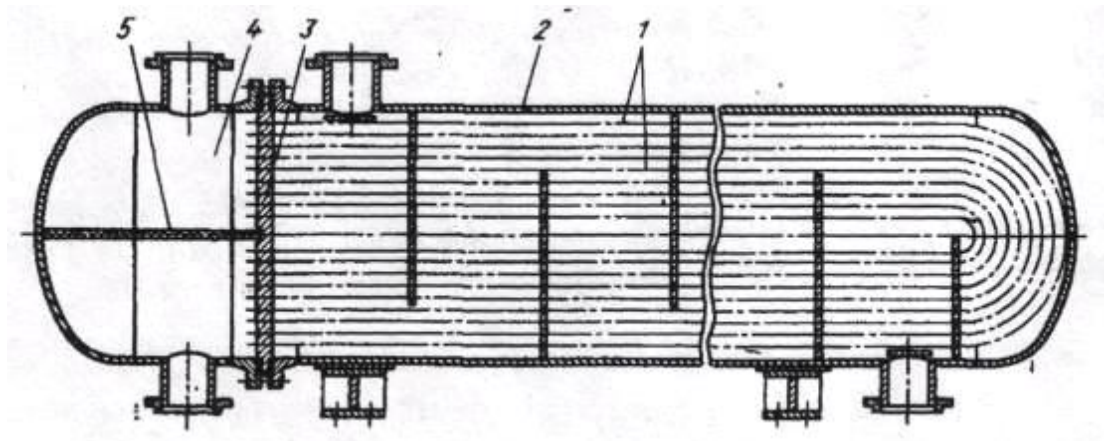


Рис. 4.6 Теплообмінник з U-подібними трубами

Такі апарати (рис. 4.7) складаються з кожуха 2 і трубного пучка, що має одну трубну решітку 3 і U-образні труби 1. Трубна решітка разом з розподільною камерою 4 кріпиться до кожуха апарату на фланці.

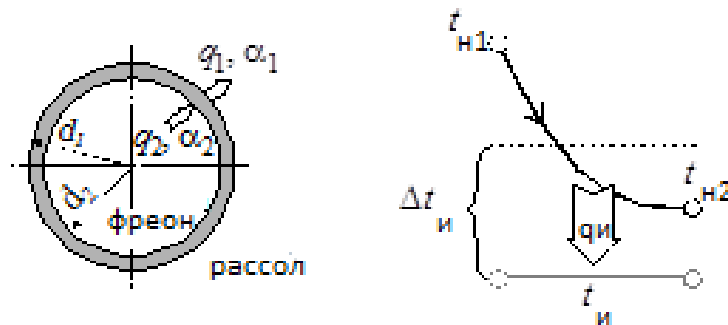


Рис. 4.7 Схема теплообміну у випарнику

Для забезпечення роздільного введення і виведення циркулюючого по трубах теплоносія у розподільній камері передбачена перегородка 5.

Теплообмінники типу U являються двоходовими по трубному простору і одно- або двоходовими по міжтрубному простору. В останньому випадку в апараті встановлена поздовжня перегородка, яку виймають із кожуха разом з трубним пучком. Для виключення перетікання теплоносія в зазорах між кожухом

апарату і перегородкою біля стінки кожуха встановлюють гнучкі металеві пластини або прокладку з прогумованого азбестового шнура, яку вкладено в паз перегородки.

В апаратах типу U забезпечується вільне температурне подовження труб: кожна труба може розширюватися незалежно від кожуха і сусідніх труб. Різниця температур стінок труб за ходами в цих апаратах не повинна перевищувати 100 °С. В іншому випадку можуть виникнути небезпечні температурні напруги в трубній решітці внаслідок температурного стрибка на лінії стику двох її частин [19].

Перевага конструкції апарату типу U – можливість періодичного вилучення трубного пучка для очищення зовнішньої поверхні труб або повної заміни пучка. Однак слід зазначити, що зовнішня поверхня труб в цих апаратах незручна для механічного очищення.

Оскільки механічна очистка внутрішньої поверхні труб в апаратах типу U практично неможлива, в трубний простір таких апаратів слід направляти середовища, що не утворюють відкладень, які вимагають механічного очищення.

Внутрішню поверхню труб в цих апаратах очищають водою, водяною парою, гарячими нафтопродуктами або хімічними реагентами. Іноді використовують гідравлічний спосіб (подача в трубний простір потоку рідини, що містить абразивний матеріал, тверді кулі та ін.).

Один з найбільш поширених дефектів кожухотрубчастого теплообмінника типу U – порушення герметичності вузла з'єднання труб з трубною решіткою через досить значні згинальні напруження, що виникають від маси труб та протікаючого в них середовища. В зв'язку з цим теплообмінні апарати типу U діаметром від 800 мм і більше для зручності монтажу та зменшення згинальних напружень в трубному пучку забезпечують роликowymi опорами.

Виконаємо тепловий розрахунок випарника – U-подібного теплообмінника горизонтального типу [19].

1. Вихідні дані для розрахунку:

тиск гріючого конденсату $p_{\text{конд}} = 0,15 \text{ МПа}$,

температура конденсату на вході $t_{H1} = 70^{\circ}\text{C}$,

температура конденсату на виході $t_{H2} = 36^{\circ}\text{C}$,

тиск фреону, що нагрівається $p_{\text{фр}} = 0,86\text{МПа}$,

температура фреону $t_o = 34^{\circ}\text{C}$,

витрата фреону $G_{\text{фр}} = 57,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Витрата гріючого конденсату, що надходить у випарник, з рівняння теплового балансу:

$$G_{\text{конд}} = G_{\text{фр}} \cdot \frac{h_1 - h_5}{(h_{H1} - h_{H2}) \cdot \eta},$$

$$G_{\text{конд}} = 57,6 \cdot \frac{421 - 285}{(293 - 151) \cdot 0,98} = 56,2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Кількість теплоти, що передається гріючим конденсатом у випарнику:

$$Q = G_{\text{конд}} \cdot (h_{H1} - h_{H2}) \cdot \eta,$$

$$Q = 122 \text{ кВт}.$$

Необхідна площа поверхні теплообміну може бути визначена з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}.$$

Значення температурного напору при прийнятих вихідних даних:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} = \frac{(t_{H1} - t_o) - (t_{H2} - t_o)}{\ln \frac{t_{H1} - t_o}{t_{H2} - t_o}},$$

$$\Delta t = \frac{(70 - 34) - (36 - 34)}{\ln \frac{70 - 34}{36 - 34}} = 11,8^{\circ}\text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі приймемо у першому наближенні $k = 2,65 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$

Необхідна площа поверхні у цьому випадку:

$$F = \frac{122}{2,65 \cdot 11,8} = 3,93 \text{ м}^2$$

З урахуванням площі поверхні заздалегідь приймаються основні розміри випарника. Приймавши шахове розташування труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$ і $S_2 = 19 \text{ мм}$) з коефіцієнтом заповнення трубної дошки $n_{TP} = 0,48$ і швидкістю руху конденсату в трубах $\omega_{\text{конд}} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, можна визначити число паралельних труб по ходу конденсату:

$$z_1 = \frac{4G_{\text{конд}} \cdot v_{\text{конд}}}{\omega_{\text{конд}} \cdot \pi d_{\text{вн}}^2},$$

$$z_1 = \frac{4 \cdot 56,2 \cdot 0,00102}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0145^2} = 14 \text{ шт.}$$

При двоходовому русі води загальне число трубних кінців, розвальцьованих в трубній дошці:

$$z = 2z_1 = 2 \cdot 14 = 28 \text{ шт.}$$

Площа трубної дошки, зайнятої трубами:

$$F_{TP} = z \cdot \frac{\pi d_H^2}{4} \cdot \frac{1}{\varepsilon},$$

$$F_{TP} = 28 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 0,012 \text{ м}^2$$

Середня довжина труб:

$$l = \frac{F}{2z_1 \pi d_H},$$

$$l = \frac{3,93}{2 \cdot 14 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 2,79 \text{ м}$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі від пари до стінки труб необхідно спочатку встановити режим руху плівки конденсату.

Значення числа Рейнольдса для плівки конденсату на нижній кромці поверхні:

$$Re = \frac{QH}{(h_1 - h_5)\rho\nu},$$

де Q - кількість теплоти, яка передається гріючим конденсатом;

H - середня активна довжина труб;

ρ - густина фреону;

ν - кінематична в'язкість фреону.

$$Re = \frac{122 \cdot 1,2}{(293 - 151) \cdot 40 \cdot 0,194 \cdot 10^{-6}} = 134800$$

Оскільки $Re > Re_{кр} = 100$, то середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до пари:

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_H} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43},$$

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{0,71}{0,016} \cdot 134800^{0,8} \cdot 3,5^{0,43} = 20280 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Фізичні параметри конденсату, що рухається всередині труб, приймаються при наступному значенні температури:

$$t = \frac{t_{H1} + t_{H2}}{2},$$

$$t = \frac{70 + 36}{2} = 53^\circ C.$$

Число Рейнольдса в цьому випадку:

$$Re_{ж} = \frac{\omega_{конд} d_{вн}}{\nu_{конд}},$$

$$Re_{ж} = \frac{0,5 \cdot 0,0145}{5,28 \cdot 10^{-7}} = 13740$$

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_B,$$

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,021 \cdot 13740^{0,8} \cdot 3,365^{0,43} \cdot 1 = 72,3.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до стінки труб:

$$\bar{\alpha}_2 = \frac{\overline{Nu}_{ж} \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}},$$

$$\bar{\alpha}_2 = \frac{72,3 \cdot 0,647}{0,0145} = 3226 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20280} + \frac{0,00075}{52} + \frac{1}{3226}} = 2676 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Похибка отриманого значення k складає 1%, що допустимо.

Визначимо товщину стінки зварної циліндричної обичайки горизонтального апарату, який працює під внутрішнім тиском [19].

1. Вихідні дані:

матеріал обичайки – сталь марки Ст3;

проникність матеріалу обичайки в середовищі $\Pi = 0,06 \frac{мм}{год}$ ($C_k = 1мм$, $C_s = 0$);

тиск фреону $p_{фр} = 0,86 МПа$;

внутрішній діаметр $D_B = 0,3 м$;

густина фреону $\rho_{фр} = 40 \frac{кг}{м^3}$;

обичайка без отворів;

поздовжній зварний шов ручний стиковий двосторонній ($\varphi_{ш} = 0,95$);

поправний коефіцієнт $\eta = 1$.

Розрахунковий тиск в нижній частині обичайки з урахуванням гідростатичного тиску стовпа рідини визначаємо за формулою:

$$p = p_c + g\rho_{ж}H_{ж}10^{-6},$$

$$p = 0,86 + 9,81 \cdot 40 \cdot 0,3 \cdot 10^{-6} = 0,86 МПа.$$

Номінальна допустима напруга для сталі марки Ст3 знаходимо за графіком $\sigma_{\delta}^* = 140 МПа$.

Допустима напруга визначається за формулою:

$$\sigma_{\delta} = \eta \sigma_{\delta}^*,$$

$$\sigma_{\delta} = 1 \cdot 140 = 140 МПа.$$

Визначимо відношення визначальних параметрів σ_δ і p з урахуванням коефіцієнту φ_{III} :

$$\frac{\sigma_\delta}{p} \cdot \varphi_{III} = \frac{140}{0,86} \cdot 0,95 = 133$$

Номінальну розрахункову товщину стінки обичайки для даного відношення визначаємо за формулою:

$$s' = \frac{D_B p}{2\sigma_\delta \varphi_{III}},$$

$$s' = \frac{0,3 \cdot 0,86}{2 \cdot 140 \cdot 0,95} = 2,15 \text{ мм}$$

Вибираємо прибавку на округлення товщини стінки (до найближчого більшого розміру за сортаментом) $C_o = 0,85 \text{ мм}$.

Сумарну прибавку до номінальної товщини стінки за $C_\delta = 0$ визначаємо за формулою:

$$C = C_\kappa + C_\delta + C_o,$$

$$C = 1 + 0 + 0,85 = 1,85 \text{ мм}$$

Товщину стінки обичайки з урахуванням прибавок визначаємо за формулою:

$$s = s' + C,$$

$$s = 2,15 + 1,85 = 4 \text{ мм}$$

Перевіримо умову:

$$\frac{s - C_\kappa}{D_B} = \frac{4 - 1}{300} = 0,01 < 0,1$$

, тобто умову виконано.

Допустимий тиск в обичайці визначаємо за формулою:

$$p_\delta = \frac{2\zeta_\delta \varphi_{III} (s - C_\kappa)}{D_B + (s - C_\kappa)},$$

$$p_o = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,95 \cdot (0,004 - 0,001)}{0,3 + (0,004 - 0,001)} = 2,63 \text{ МПа}.$$

Визначимо висоту плоскої круглої трубної решітки типу II в апараті випарника.

1. Вихідні дані:

внутрішній діаметр $D_B = 0,3 \text{ м}$;

тиск фреону $p_{\text{фр}} = 0,86 \text{ МПа}$;

тиск конденсату $p_{\text{конд}} = 0,15 \text{ МПа}$;

труби $16 \times 0,75 \text{ мм}$;

число труб на діаметрі $z = 7$;

труби розміщені в решітці і закріплені в ній розвальцюванням;

крок між трубами $t = 22 \text{ мм}$;

матеріал решітки – сталь ($\sigma_{\text{уд}} = 140 \text{ МПа}$);

$C_\kappa = 2 \text{ мм}$.

Номінальну розрахункову висоту решітки зовні визначаємо за формулою, обравши значення величин по таблиці $K = 0,28$, $D = D_B$, $p = p_{\text{фр}}$:

$$h'_1 = 0,28 D_B \sqrt{\frac{p_{\text{фр}}}{\sigma_{\text{уд}}}},$$

$$h'_1 = 0,28 \cdot 0,3 \cdot \sqrt{\frac{0,86}{140}} = 0,007 \text{ м}.$$

Коефіцієнт ослаблення решітки отворами визначаємо за формулою:

$$\varphi_o = \frac{D_B - \sum d}{D_B},$$

$$\varphi_o = \frac{0,3 - 7 \cdot 0,016}{0,3} = 0,627.$$

Номінальну розрахункову висоту решітки посередині визначаємо за формулою, обравши значення величин K , D і ρ в ній за таблицею: $K = 0,47$, $D = D_B$ і $p = p_{\text{фр}}$:

$$h' = 0,47 D_B \sqrt{\frac{P_{\Phi P}}{\varphi_o \sigma_{\text{ио}}}},$$

$$h' = 0,47 \cdot 0,3 \cdot \sqrt{\frac{0,86}{0,627 \cdot 140}} = 0,014 \text{ м}.$$

З урахуванням прибавок на корозію C_k , на округлення розмірів, а також з конструктивних міркувань, приймаємо $h_1 = 10 \text{ мм}$ і $h = 20 \text{ мм}$.

4.7.2 Розрахунок конденсатора

Проведемо тепловий розрахунок конденсатора – U-подібного теплообмінника горизонтального типу (аналогічний розрахунку випарника).

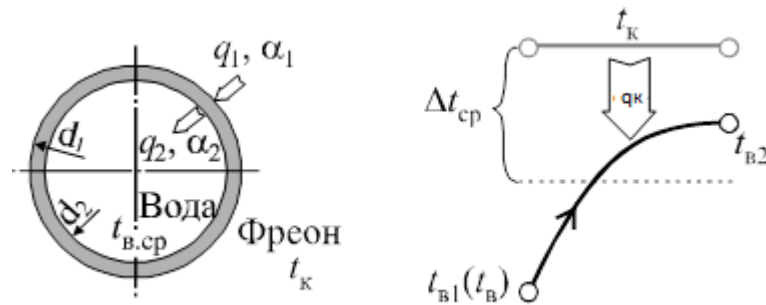


Рис 4.8 Схема теплообміну в конденсаторі

Вихідні дані до розрахунку:

тиск нагрівальної опалювальної води $P_{OT} = 0,15 \text{ МПа}$,

температура води на вході $t_{B2} = 59^\circ \text{C}$,

температура води на виході $t_{B1} = 90^\circ \text{C}$,

тиск гріючого фреону $P_{\Phi P} = 3,0 \text{ МПа}$,

температура фреону на вході в конденсатор $t_1 = 100^\circ \text{C}$,

температура фреону на виході із конденсатора $t_2 = 95^\circ \text{C}$,

витрата фреону $G_{\Phi P} = 57,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Розрахунок конденсатора виконується аналогічно випарнику, і результати занесені в таблицю 4.3.

4.7.3 Розрахунок охолоджувача

Проведемо тепловий розрахунок охолоджувача – U-подібного теплообмінника горизонтального типу (аналогічний розрахунку випарника). В охолоджувачі здійснюється первинне нагрівання води теплом вже остиглого фреону після конденсатору.

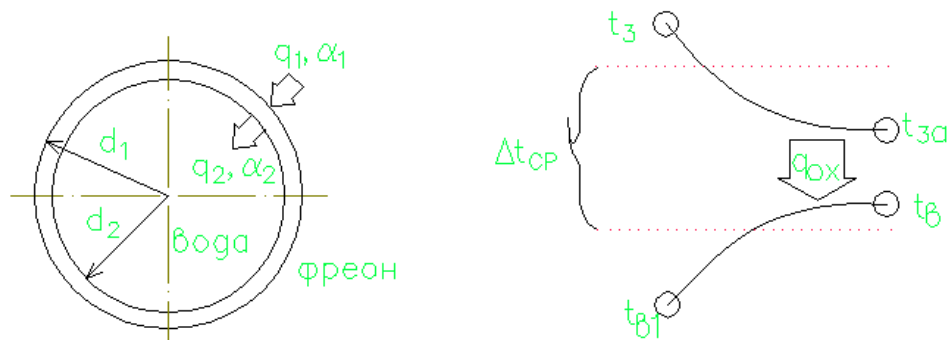


Рис. 4.9 Схема теплообміну в охолоджувачі

Вихідні дані до розрахунку:

тиск нагрівальної опалювальної води $p_{от} = 0,15 \text{ МПа}$,

температура води на вході $t_{B2} = 45^\circ\text{C}$,

температура води на виході $t_{B1} = 59^\circ\text{C}$,

тиск гріючого фреону $p_{фр} = 3,0 \text{ МПа}$,

температура фреону на вході в конденсатор $t_1 = 95^\circ\text{C}$,

температура фреону на виході із конденсатора $t_2 = 80^\circ\text{C}$,

витрата фреону $G_{фр} = 57,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Розрахунок охолоджувача виконується аналогічно випарнику, і результати занесені в таблицю 4.3.

4.7.4 Розрахунок проміжного теплообмінного апарату

У проміжному теплообміннику процесів випаровування і конденсації пари немає. У проміжному теплообміннику теплота від більш гарячого рідкого фреону передається більш холодній перегрітій парі фреону. Схема теплообміну в проміжному теплообміннику – на рис. 4.10. Розрахунок теплообмінника проводиться аналогічно випарнику і представлений в таблиці 4.3.

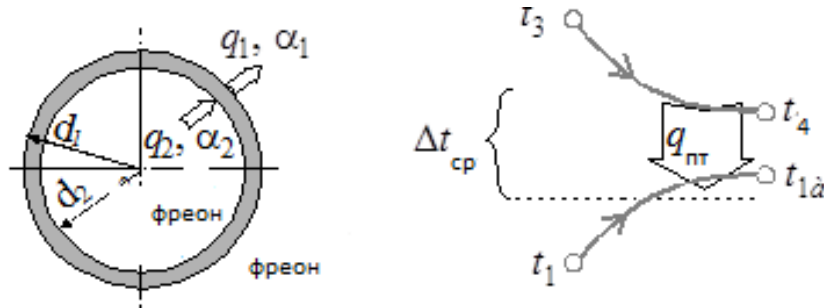


Рис. 4.10 Схема теплообміну в проміжному теплообміннику

Вихідні дані до розрахунку:

тиск гріючого фреону $p_{фр} = 3,0 \text{ МПа}$,

температура фреону на вході в конденсатор $t_1 = 100^\circ\text{C}$,

температура фреону на виході із охолоджувача $t_2 = 85^\circ\text{C}$,

температура фреону на вході у випарник $t_1 = 105^\circ\text{C}$

температура фреону на вході у випарник $t_o = 34^\circ\text{C}$

витрата фреону $G_{фр} = 57,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Таблиця 4.3

Результати розрахунку теплообмінних апаратів теплового насосу

Розрахунковий параметр	Випарник	Конденсатор	Проміжний теплообмінник	Охолоджувач
Витрата гріючого теплоносія, що надходить в ТМО, кг/с	0,88	0,72	0,7	0,6
Кількість теплоти, що передається гріючим теплоносієм холодному, кВт	122	92	88	60
Температурний напір, °C	11,8	24	22	10
Коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$	2,65	2,0	1,8	1,8
Площа поверхні теплообміну, м ²	3,95	1,91	1,8	1,6

Продовження таблиці 4.3.

Шахове розташування труб, мм	$S_1 = 22\text{мм}$ $S_2 = 19\text{мм}$	$S_1 = 22\text{мм}$ $S_2 = 19\text{мм}$	$S_1 = 22\text{мм}$ $S_2 = 19\text{мм}$	$S_1 = 22\text{мм}$ $S_2 = 19\text{мм}$
Число паралельних труб за ходом конденсату, шт	14	9	8	6
Число трубних кінців, розвальцьованих в трубній дошці, шт	28	18	16	14
Площа трубної дошки, м ²	0,012	0,0075	0,006	0,004
Довжина труб, м	2,79	2,12	1,98	1,86
Внутрішній діаметр обичайки, м	0,3	0,2	0,2	
Товщина стінки обичайки, мм	4	5	4	4
Труби	16x0,75мм	16x0,75мм	16x0,75мм	16x0,75мм
Число труб на діаметрі, шт	7	6	5	4
Висота решітки ззовні, мм	20	25	20	18
Висота решітки всередині, мм	10	12	10	8

4.8. Вибір компресора

Вибір компресора для теплового насосу здійснюємо за продуктивністю, тиском нагнітання (від 0,86 МПа до 3 МПа) і враховуємо що вибираємо компресор, у якого робочою речовиною являється фреон R134a. Вибираємо компресор марки ZH75KCE TFD 455 з продуктивністю 76 кВт фірми Copeland.

4.9. Компонування теплового насосу

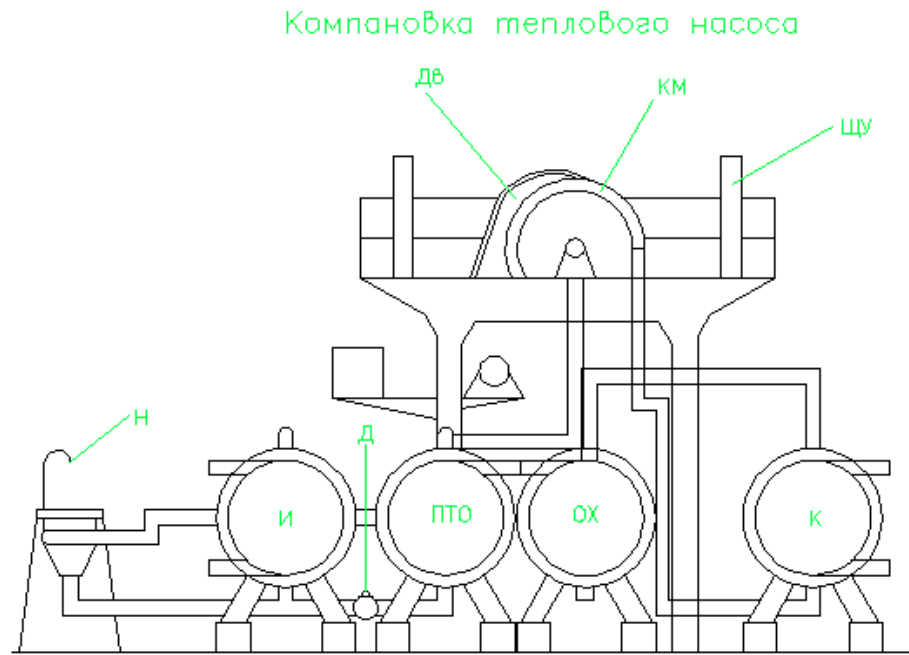


Рис 4.11 Компонування теплового насосу

ДВ – електродвигун компресора; КМ – компресор; К – конденсатор; И – випарник; ПТО – проміжний теплообмінник; ОХ – охолоджувач; ЩУ – щити управління; Н – насос рідкого фреону; Д – дросель.

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ТЕПЛОНОСОСНОЇ УСТАНОВКИ

5.1. Компонування теплонасосної установки

Рішення:

Основне обладнання:

Тепловий насос: 76 кВт – 2 шт;

Буферна накопичувальна ємність;

Підлоговий накопичувальний водонагрівач;

Функціональні можливості: опалення приміщень (радіатори), підготовка гарячої води

Спосіб відбору тепла: вертикальний колектор (свердловини)

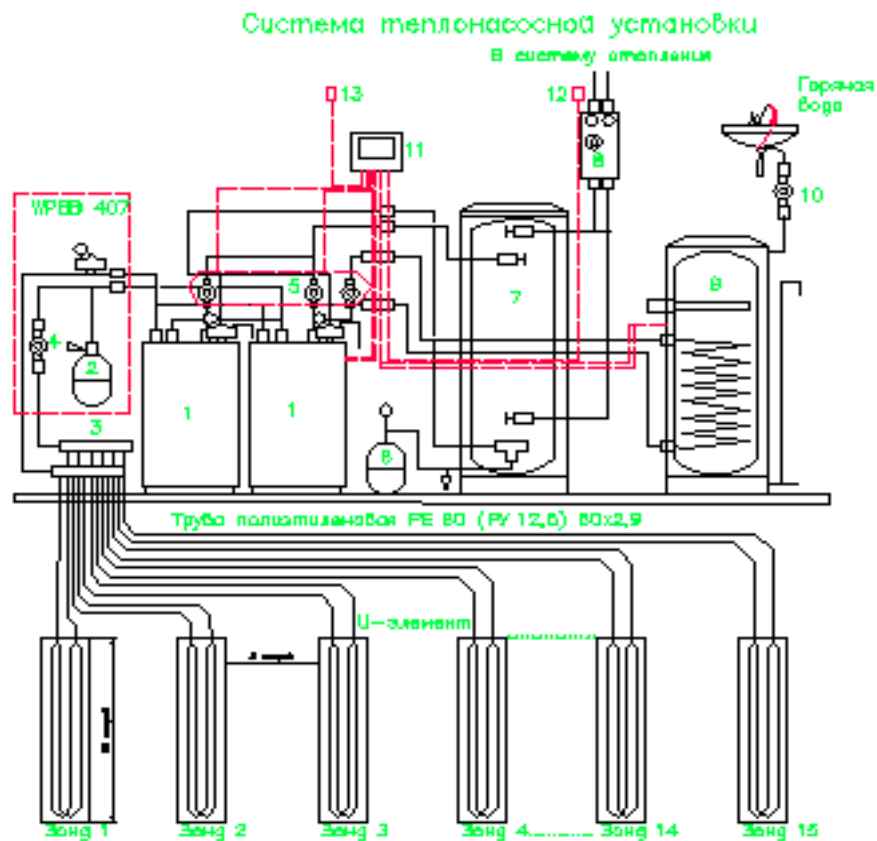


Рис 5.1. Компонування теплонасосної установки

1 – Тепловий насос; 2 – Розширювальний бак розсолного контуру; 3 – Система колекторів розсолного контуру; 4 – Циркуляційний насос розсолного контуру; 5 – Циркуляційні насоси монтажу; 6 – Розширювальний бак в системі опалення і гарячого водопостачання; 7 – Буферний нагрівач; 8 – Мережний насос опалення; 9 – Накопичувальний водонагрівач; 10 – Мережний насос гарячого водопостачання; 11 – Регулятор теплового насоса; 12 – датчик температури зворотної мережної води; 13 – датчик температури зовнішнього повітря.

5.2. Грунтовий тепловий колектор

Температура ґрунту на глибині приблизно 1 метра може досягати нульової позначки навіть без відбору геотермального тепла. На глибині 2 метри мінімальні температури зазвичай становлять близько $+5^{\circ}\text{C}$. З подальшим заглибленням температура поступово підвищується, однак зменшується інтенсивність надходження тепла з поверхні землі. У таких умовах навесні існує ризик, що змерзлі ділянки не встигнуть повністю розтанути. Тому оптимальна глибина укладання горизонтального теплообмінника повинна бути не меншою за 1,2 м і не перевищувати 1,5 м, з урахуванням допустимої максимальної глибини траншей – 1,25 м.

Крок укладання трубопроводів.

Під час визначення міжосьової відстані укладання труб необхідно враховувати утворення зон промерзання (крижаних циліндрів) навколо кожного трубопроводу. Щоб запобігти їхньому злиттю між собою, рекомендовано витримувати крок укладання у межах 0,7–0,8 м.

Довжина труб.

Розміри ділянки для укладання трубопроводів суттєво залежать від вибраного кроку укладання. Тому під час проєктування необхідно передусім визначити потрібну загальну довжину труб, а вже потім розраховувати площу, що буде зайнята теплообмінником. Її визначення може бути виконано поетапно наступним чином:

1. Визначення годинного теплоспоживання будинку в робочій точці N (розрахунок теплоспоживання) – $Q = 1.1(30912,55 + 26275,67) = 55188,22 \text{ Вт}$

2. Визначення необхідної при цьому температури прямої мереженої води $t_{\text{в}} = 60^{\circ}\text{C}$

3. Визначення мінімальної температури розсолу (зокрема, за основу може бути прийнята температура -2°C)

4. Визначення холодильної потужності теплового насосу або потужність, що відбирається тепловим насосом із ґрунту, в робочій точці $Q_{\text{х}} = Q_{\text{н}} - P_{\text{ел}} = 30 - 10 = 20 \text{ кВт}$ $Q_{\text{н}}$ – теплова потужність теплового насосу;

$P_{\text{ел}}$ – електрична потужність, що споживається тепловим насосом в розрахунковій точці.

5. Визначення потужності, що відбирається погонним метром труби, в залежності від характеру ґрунту: глинястий ґрунт (вологий) $q_{\&} = 0,065$ кВт/м

6. Розрахунок необхідної довжини труб $l = \frac{Q_x}{q_{\&}} = 20 / 0,025 = 800$ м.

7. Кількість теплових зондів. Довжина теплових зондів від 40 до 100 м. Приймаємо 15 теплових зондів довжиною 100 м.

8. Площа прокладки $A = ld$, де d – відстань між зондами.

$$A = 800 \times 0,8 = 640 \text{ м}^2$$

9. Фактичний інтервал між колекторними трубами розраховується наступним чином:

$$S_k = \frac{A}{l_k} = 640 / 1500 = 0,43 \text{ м}$$

Матеріал та діаметр трубопроводів.

Для виготовлення колекторних трубопроводів рекомендується використовувати поліетиленові труби марки РЕ 80 із номінальним тиском P_y 12,5, розмірами 50×2,9 мм, відповідно до вимог стандартів DIN 8074 і DIN 8075.

Схема прокладання.

Підключення трубчастих теплообмінників до колекторів прямого і зворотного контурів повинно здійснюватися таким чином, щоб забезпечити однакову довжину всіх гілок системи. Це досягається шляхом дотримання відповідної схеми прокладання, яка передбачає рівномірний розподіл довжин розсолних контурів.

Взаємне розміщення зондів.

Мінімальна відстань між геотермальними зондами має становити не менше 5 метрів при довжині одного зонда 40–50 м, і не менше 6 метрів – при довжині від 50 до 100 м. Такі відстані гарантують зменшення взаємного впливу зондів один на одного, а також сприяють регенерації теплових запасів ґрунту в літній період. У випадках, коли проєкт передбачає кілька зондів, їх бажано орієнтувати

перпендикулярно до напрямку руху підземних вод, а не паралельно, що забезпечує кращу ефективність теплообміну.

5.3. Розрахунок розсольного контуру

Особливості монтажу розсольного контуру (див. рис. 5.2).

Під час монтажу розсольного (грунтового) теплообмінного контуру необхідно враховувати наступні вимоги:

- **оснащення кожного контуру:** кожна петля розсольного контуру повинна бути обладнана запірною арматурою (вентилем) для забезпечення можливості технічного обслуговування, регулювання або відключення.

- **балансування гідравлічного опору:** довжини усіх паралельних контурів повинні бути однаковими. Це забезпечує рівномірний розподіл теплоносія по гілках, однакову теплову потужність і стабільну роботу всієї системи.

- **попереднє встановлення:** монтаж підземних теплообмінників бажано здійснювати за кілька місяців до початку опалювального періоду. Це дозволяє ґрунту природним чином ущільнитися (усістися), що зменшує ризик механічних деформацій та підвищує теплопровідність навколо труб.

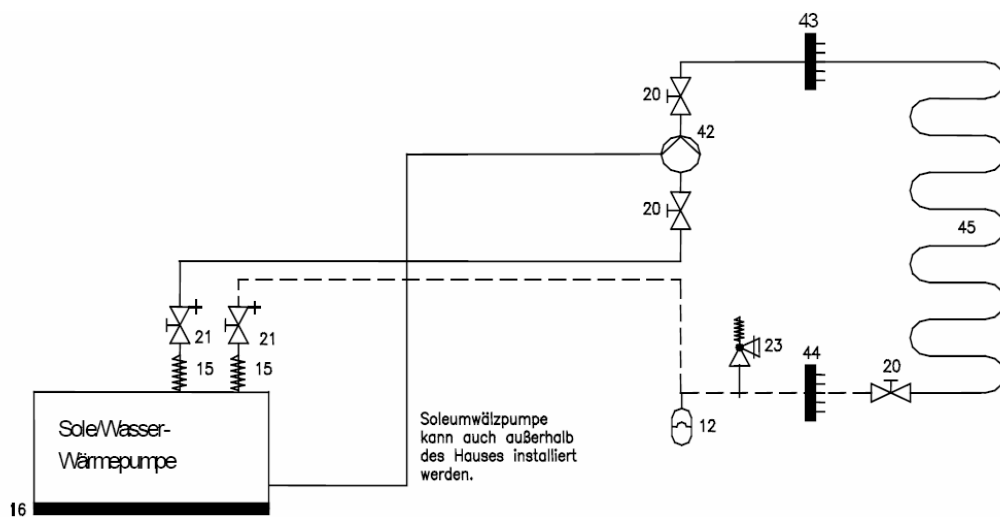


Рис 5.2. Гідравлічне підключення розсолів змійовиків

15 – Гнучкі з'єднувальні шланги, прокладати, за можливості, з розв'язувальною петлею; 20 – Запірна засувка з ручним приводом; 21 – Запірна засувка з ручним приводом і випорожненням; 23 – Запобіжний клапан; 42 – Розсольний насос; 43 – Роздатковий розсольний колектор (рисунок 3.3); 44 – Збірний розсольний колектор; 45 – Підземні колектори, підземні теплові зонди.

Розташування колекторної шахти: Шахта, в якій встановлюються колектори прямої та зворотної магістралей системи, повинна бути змонтована у найвищій точці ділянки. Це забезпечує оптимальні умови для циркуляції теплоносія та ефективне відведення повітря з системи.

Повітровідвід: У найвищій точці розсольного трубопроводу необхідно передбачити встановлення пристрою для автоматичного або ручного видалення повітря. Це дозволяє запобігти утворенню повітряних пробок, що негативно впливають на роботу теплового насоса та знижують ефективність теплопередачі.

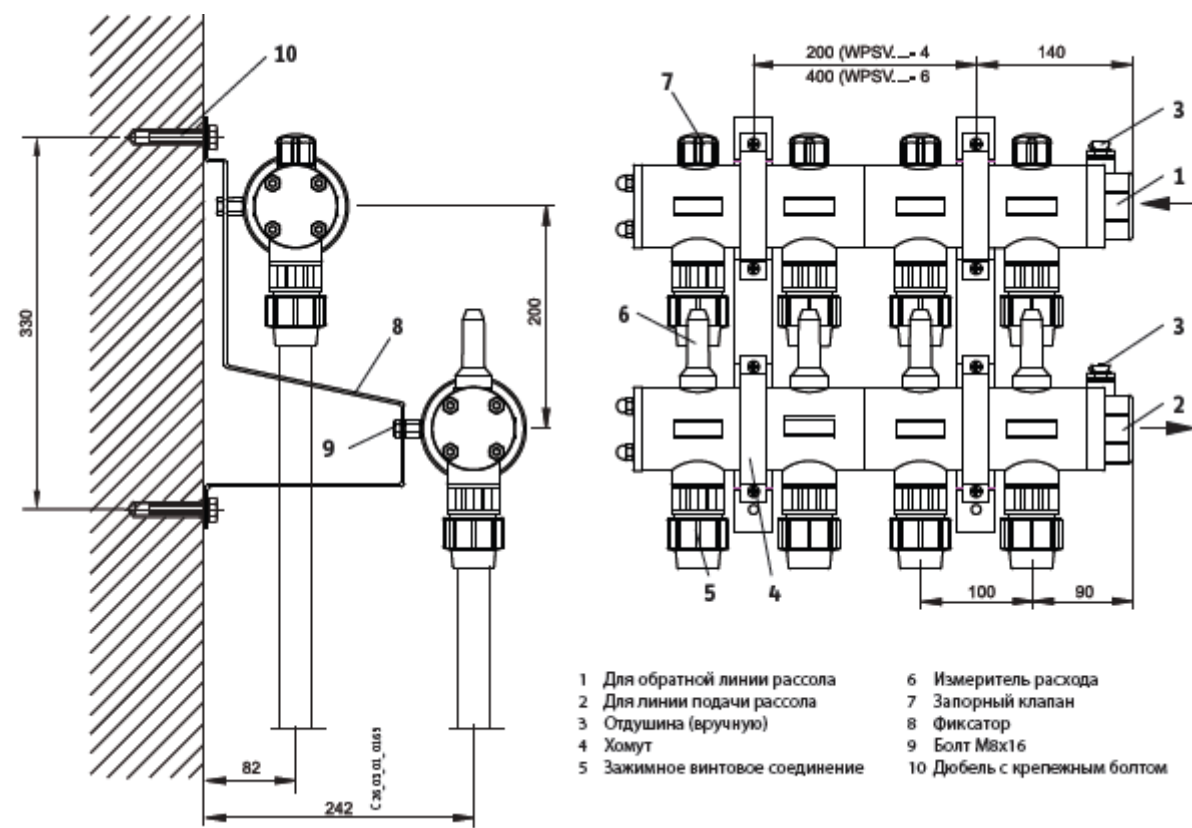


Рис 5.3. Роздатковий і збірний колектори розсолу

Усі розсольні трубопроводи, розміщені в межах будівлі або проходять крізь її стіни, мають бути ізольовані за допомогою паронепроникного матеріалу. Це необхідно для запобігання утворенню конденсату на поверхні труб.

Матеріали, що використовуються для виготовлення розсольних трубопроводів, повинні мати високу стійкість до корозії, що забезпечує тривалий термін служби та безпеку експлуатації.

У випадку паралельного підключення декількох розсольних змійовиків, довжина кожного з них не повинна перевищувати 100 метрів, аби забезпечити рівномірне гідравлічне навантаження та ефективну тепловіддачу.

Колектори розсолу та зворотної мережної води доцільно розташовувати поза межами будівлі для спрощення обслуговування та зниження ризику виникнення протікання всередині споруди.

Насосна група розсолу разом із розширювальною ємністю теплового насоса за можливості повинні також монтуватися за межами будівлі. У разі внутрішнього встановлення ці елементи необхідно обладнати паронепроникною ізоляцією з метою уникнення утворення конденсату або кристалізації вологи.

Відстань від траси розсольного трубопроводу до інженерних мереж (водопровід, каналізація) і конструкцій будівель має становити не менше 1,5 метра. Якщо ця вимога не може бути дотримана через будівельні обмеження, труби в зазначених зонах повинні бути додатково утеплені.

Територія, на якій встановлено підземні теплові колектори, не підлягає забудові. Забороняється ущільнення ґрунту над зазначеною зоною, оскільки це може негативно вплинути на тепловий обмін із ґрунтом.

При монтажі трубопроводів слід дотримуватись мінімального радіусу вигину труб, відповідно до технічної документації виробника, щоб уникнути механічних пошкоджень та порушення гідравлічних характеристик.

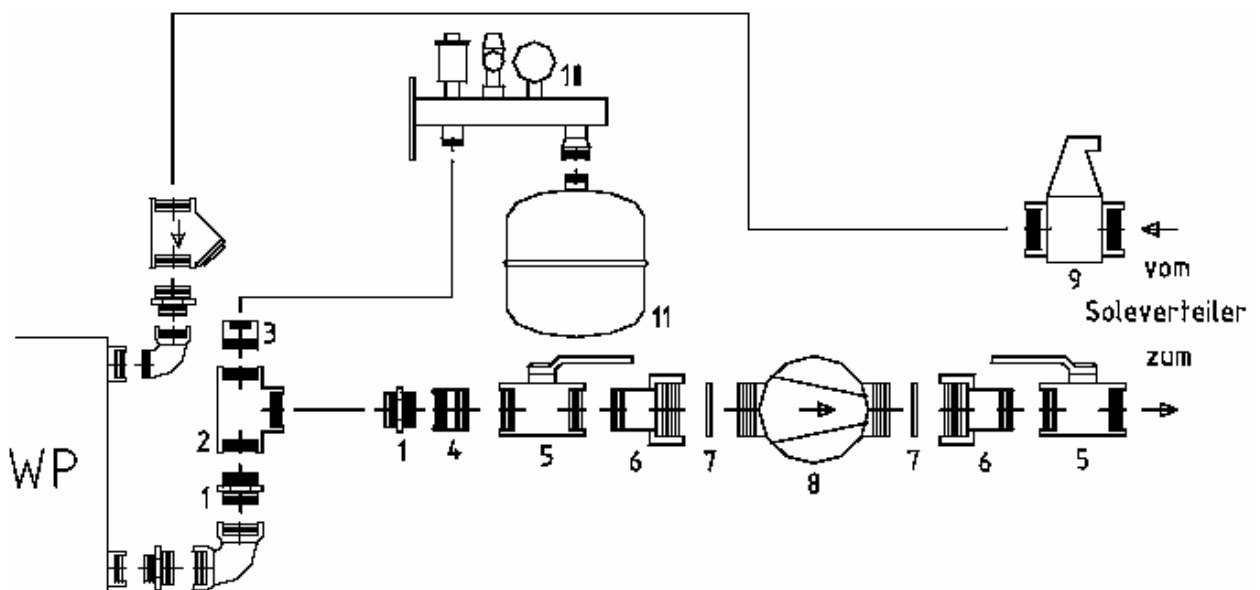


Рис 5.4. Конструкція системи подачі розсолу

1. Подвійний ніпель; 2. Трійник; 3. Перехідний ніпель; 4. Перехідний ніпель; 5. Кульовий кран;
6. Напівштуцерне з'єднання; 7. Прокладка; 8. Циркуляційний насос; 9. Великий повітряний хідник; 10. Колекторна траверса (повітряний хідник, запобіжний клапан); 11. Розширювальна посудина

Розрахунок об'єму розсолу

Об'ємна витрата розсолу повинна бути узгоджена з потужністю теплового насосу і повинна забезпечуватися розсольним циркуляційним насосом. Величина об'ємної витрати розсолу визначається виходячи з того, що витрата розсолу (л/100 м труби) при розмірі труби $50 \times 2,9$ дорівнює 38,4 літра. Тобто об'ємна витрати розсолу буде дорівнювати $V_p = 38,4 \times 15 = 576 \text{ л}$.

Вибір циркуляційного насоса для розсольного контуру.

Розрахунок циркуляційного насоса для розсольного контуру проводиться за умови, що довжина кожного змійовика не перевищує 100 метрів, а також враховується кількість передбачених у системі змійовиків.

Окрім визначення необхідної об'ємної витрати теплоносія, обов'язковим є урахування загального гідравлічного опору в контурі розсольної системи. До нього належать втрати тиску у всіх елементах, з'єднаних послідовно: трубопроводах, арматурі, елементах з'єднання, пристроях автоматики та теплообмінниках. Сумарний опір визначається шляхом додавання опорів усіх складових.

Слід звернути увагу, що при використанні суміші води з антифризом (наприклад, етиленгліколь або пропіленгліколь у концентрації 25 %) гідравлічний опір системи зростає порівняно з чистою водою. Для врахування цього ефекту у розрахунках використовується поправочний коефіцієнт, значення якого знаходиться в межах 1,5–1,7 залежно від типу та властивостей антифризу.

При остаточному виборі насосного обладнання обов'язково враховуються технічні характеристики, наведені виробником, зокрема: напірна характеристика, допустима температура робочого середовища, тип ущільнень і клас

енергоефективності. Вибираємо насос розсольного контуру, знаючи масову витрату робочого агента $G = 16 \text{ м}^3/\text{год}$

Приймаємо циркуляційний насос розсольного контуру: Wilo – Stratos 65\1-9

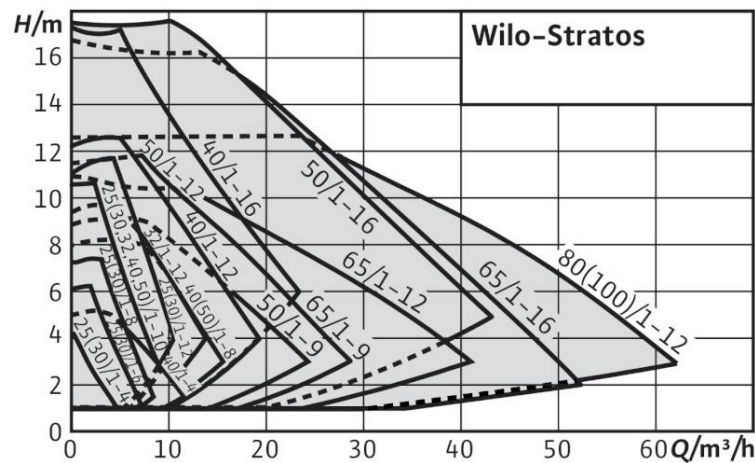


Рис 5.5. Характеристики насосів серії Wilo – Stratos

Основні технічні характеристики

Підключення до мережі 3~400 В, 50 Гц

Тиск на вході макс. 1 бар

Температура рідини макс. від $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$

Робочий тиск макс. 6 бар

Вид захисту IP 44

Підключення із всмоктуючої та напірної сторін Rp 1

Вибір розширювального бака розсольного контуру

При відборі тепла виключно з ґрунту можуть виникати температури розсолу приблизно від $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Внаслідок таких температурних коливань для обладнання джерела тепла потрібна розширювальна посудина з підпором 0,5 бар. Максимальний надлишковий тиск становить 2,5 бар. Приймаємо розширювальну посудину об'ємом 50 літрів MAG50.

5.4. Розрахунок і вибір обладнання контуру опалення

Вибір мережного насоса опалення

Мережний насос системи опалення підбирається виходячи із витрат і висоти підйому ($G = 6 \text{ м}^3/\text{год}$; $H = 27 \text{ м}$). Вибираємо насос Wilo – Stratos GIGA 40/1-39/3

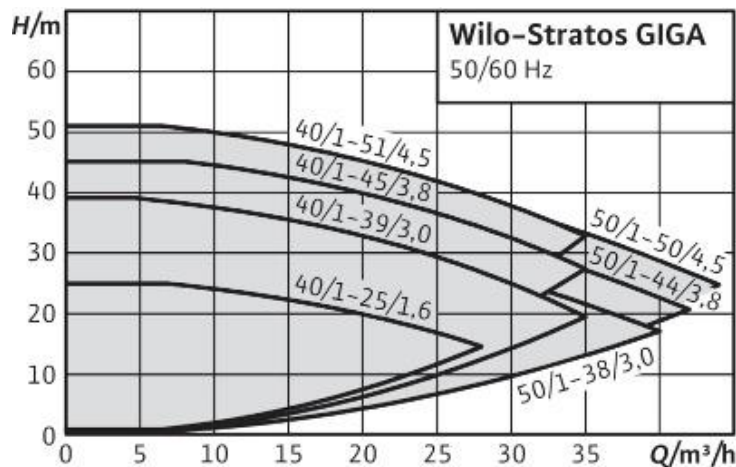


Рис 5.6. Характеристики насосів серії Wilo – Stratos GIGA

Високоєфективні лінійні насоси з електронно-комутованим мотором і електронним регулюванням потужності в конструкції з сухим ротором. Виконання в якості одноступеневого низьконапірного відцентрового насосу з фланцевим з'єднанням, ковзаючим торцевим ущільненням.

Застосування

Перекачування води систем опалення (відповідно до VDI 2035), холодної води і водогліколевої суміші без абразивних речовин в системах опалення, кондиціонування та охолодження.

Позначення Wilo-Stratos GIGA 40/1-39/3,0

Stratos Високоєфективний насос

GIGA Одинарний лінійний насос

40 Номінальний внутрішній діаметр фланця DN

1-39 Діапазон номінальної висоти подачі в [м]

3,0 Номінальна потужність мотору P2 в кВт

Переваги

Інноваційний високоєфективний насос для найвищого загального ККД на основі нового дизайну сухого ротора Wilo.

Високоєфективний електронно-регульований мотор (коефіцієнт корисної дії вище IE4 граничних значень згідно ІЕС TS 60034-31, видання 1)

Нова, оптимально відповідна до технології електронно-регульованих моторів гідравліка

Вбудоване електронне регулювання потужності

Надзвичайно компактний і не потребує багато місця дизайн
Просте управління завдяки надійній технології «червона кнопка» і дисплею
Різні види регулювання Δp -с, Δp -v, PID і n-const. (ручний режим управління)

Діапазон регулювання в три рази ширше ніж за звичайних електронно-регульованих насосів

Аналогові інтерфейси 0-10 В, 2-10 В, 0-20 мА, 4-20 мА

Опціональні інтерфейси для зв'язку з шиною за допомогою штепсельних ІF-модулів

Вбудоване управління роботою зведеного насосу з включенням насосу пікового навантаження, оптимованим за ККД

Два конфігурованих сигнальних реле для сигналізації робочого стану і несправності

Система роботи з несправностями, узгоджена для систем опалення та кондиціонування

Активовуване блокування доступу до насоса

Вбудований повний захист мотору

Високий ступінь захисту від корозії завдяки катафорезному покриттю.

Серійний дренаж конденсату

Ніжки насоса з різьбовим отвором для монтажу на фундаменті

Технічні дані

Допустимий діапазон температур перекачуваного середовища від -20 °С до +140 °С

Підключення до мережі 3~400 В ($\pm 10\%$), 50 Гц/60 Гц; 3~380 В (-5 %/+10 %), 50 Гц/60 Гц

Клас захисту IP 55

Макс. робочий тиск 16 бар до +120 °С, 13 бар до +140 °С

Вибір циркуляційних насосів монтажу

В якості циркуляційних насосів систем опалення та гарячого водопостачання приймемо насоси Wilo – Top E 40-1-10

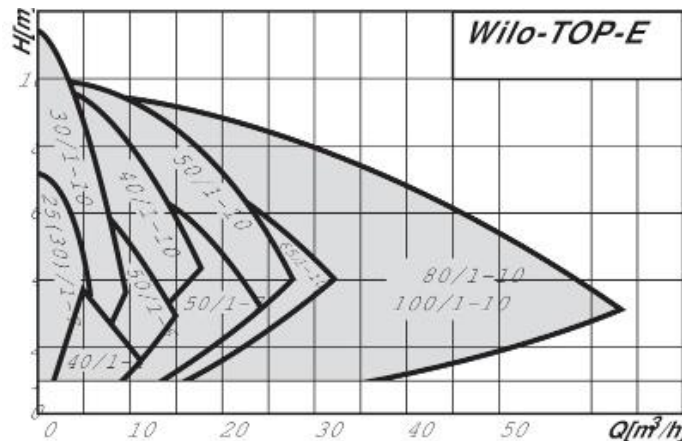


Рис 5.7. Характеристики насосів серії Wilo-Top-E

Тип

Циркуляційний насос з мокрим ротором з різьбовим або фланцевим з'єднанням і автоматичним регулюванням потужності

Застосування

Системи опалення та промислові циркуляційні системи

TOP-E Енергоекономічний насос (з різьбовим або фланцевим з'єднанням), електронно регульований

40 Номінальний внутрішній діаметр для під'єднання

1-10 Діапазон номінального напору [м]

Особливості/переваги продукції

Безступінчасте регулювання потужності і декілька регулюючих функцій для енергоекономічного режиму роботи (до 50% економії електроенергії в порівнянні з нерегульованими насосами систем опалення).

Режим роботи «Autopilot» для автоматичного зниження частоти обертання завдяки самонавчальній системі з нечіткою логікою.

Просте управління за рахунок серійно вбудованого дисплею і панелі ручного управління (однокнопокве управління).

Можливість дистанційного керування функціями насосу і їх дистанційного запиту за допомогою IR-модуля/IR-монітора Wilo

Доповнення системи за рахунок додаткового комунікаційного модуля LON
і PLR

Технічні дані

Допустимий діапазон температур від +20 °C до +110 °C

Клас захисту IP 43

Резьбовое або фланцеве з'єднання (в залежності від типу) Rp 1 до DN
100

Макс. робочий тиск при стандартному виконанні: 6/10 бар або 6 бар
(спеціальне виконання: 10 бар або 16 бар)

Оснащення/функції

Режими роботи

Ручний режим управління (n = постійн.)

Δp-c для постійного перепаду тиску

Δp-v для змінного перепаду тиску

Δp-T для температурно-залежного перепаду тисків (програмується через
IR-модуль, IR-монітор або LON)

Ручне управління

Налаштування режимів роботи

Налаштування необхідного перепаду тиску

Налаштування автоматичного режиму зниження частоти обертання

ВКЛ./ВИКЛ. насосу

Налаштування частоти обертання (ручне перемикання)

Автоматичне управління

Безступінчасте регулювання потужності в залежності від режиму роботи

Автоматичний режим зниження частоти обертання

Функція розблокування

Плавний пуск

Повний захист мотору із вмонтованою електронною системою розімкнення

Зовнішнє управління

Сигналізація та індикація

Загальна сигналізація несправності (безпотенційний розмикальний контакт)

Індикатор несправності

РК дисплей для індикації параметрів насосу і кодів помилок

Обмін даними

Інфрачервоний інтерфейс для безпроводного обміну даними з IR-модулем/IR-монітором

Послідовний цифровий інтерфейс PLR для підключення до автоматизованої системи управління будівлями через інтерфейсний перетворювач WILLO або спеціальні модулі зв'язку; Можливо з IF-модулями (приналежності)

Послідовний цифровий інтерфейс LON для підключення до мережі LONWorks; Можливо з IF-модулями (приналежності)

Управління здвоєними насосами (здвоєний насос або два одинарних насоси)

Режим роботи "основний/резервний» (автоматичне перемикання насосів за сигналом про несправність/за таймером: Можливі різні комбінації з IF-модулями (приналежності)

Робота двох насосів (вмикання і вимикання при піковому навантаженні з оптимізацією по ККД): Можливі різні комбінації з IF-модулями (приналежності)

У процесі експлуатації теплового насоса внаслідок нагрівання мережної води відбувається її термічне розширення, що призводить до підвищення тиску в системі. У випадку бівалентного режиму роботи (наявність котла з теплообмінником), при закритому змішувальному елементі, встановлена в контурі котла розширювальна посудина не виконує свою функцію, оскільки вона гідравлічно ізольована.

З огляду на це, для компенсації змінного об'єму теплоносія необхідно передбачити додаткову (окрему) розширювальну посудину, яка буде обслуговувати весь гідравлічний об'єм системи: тепловий насос, буферну

ємність (накопичувач тепла), систему опалення (радіатори, трубопроводи) та котел.

У даному проєкті прийнято розширювальну посудину типу MAG50 загальним об'ємом 50 літрів, що забезпечує достатній резерв для компенсації температурних змін об'єму теплоносія у всьому контурі.

Запобіжний клапан у контурі теплового насоса

У процесі заповнення або при експлуатації системи опалення з тепловим насосом можливе підвищення тиску до рівнів, що перевищують допустимі значення. Особливо це актуально під час нагрівання теплоносія, коли відбувається його термічне розширення.

У випадку бівалентної схеми теплопостачання, при якій котел підключений через змішувальний вузол, запобіжний клапан, розташований у контурі котла, може бути гідравлічно ізольованим у разі закритого змішувача. Це призводить до того, що він не здатен виконувати свою захисну функцію в основному контурі.

З метою забезпечення надійного захисту обладнання від надлишкового тиску, необхідно передбачити встановлення додаткового (окремого) запобіжного клапана безпосередньо в контурі теплового насоса.

Зворотний клапан

Для запобігання зворотному току теплоносія та небажаного підмішування між різними контурами опалення в систему необхідно встановлювати зворотні клапани. Вони забезпечують напрямлений рух води та виключають взаємний вплив гідравлічних режимів між незалежними ділянками мережі.

У разі, якщо в одному гідравлічному контурі застосовується кілька насосів рециркуляції, кожен з них повинен бути оснащений окремим зворотним клапаном. Це виключає ймовірність рециркуляції у зворотному напрямку через неактивні насоси.

Особливу увагу слід приділяти якості ущільнення зворотного клапана, щоб уникнути підтікання теплоносія, а також забезпеченню безшумної роботи при проходженні потоку через клапан.

Перепускний клапан

У системах, де можливе переривання циркуляції мережної води — наприклад, внаслідок закриття вентилів на радіаторах або спрацювання термостатичних клапанів — доцільно передбачити встановлення перепускного клапана на байпасній лінії за мережним насосом.

Таке технічне рішення дозволяє забезпечити гідравлічну незалежність між контуром теплового насосу та опалювальною системою. Завдяки цьому гарантується постійний мінімальний потік води через тепловий насос, що необхідно для його коректної роботи. Це також запобігає аварійним ситуаціям, зокрема надмірному зростанню тиску в системі при перекритті споживачів.

Перепускний клапан повинен бути налаштований таким чином, щоб пропускати мінімальну необхідну витрату теплоносія через теплообмінник теплового насосу.

Буферний накопичувальний бак

У системах із розсільно-водяними або водно-водяними тепловими насосами буферний накопичувач може бути встановлений як у прямому трубопроводі мережної води, так і в зворотному — зокрема в режимі моноенергетичного (моновалентного) теплопостачання.

У певних випадках можливе функціонування таких систем без застосування буферного бака, якщо контури опалення спроектовані з достатнім обсягом теплоакumuлюючих елементів. Однак у невеликих опалювальних системах, особливо під час роботи в перехідний період, коли окремі контури вмикаються вибірково, гідравлічний опір системи суттєво зростає. Унаслідок цього переважна частина мережної води прямує через перепускний клапан, спричиняючи передчасне зростання температури у прямому трубопроводі та, відповідно, автоматичне відключення теплового насосу ще до того, як температура в приміщенні досягне комфортного рівня.

Згідно з нормативними вимогами енергопостачальних організацій (EVU), допускається не більше трьох пусків теплового насосу на годину. За умов прямого підключення теплового насосу без буферної ємності така експлуатація може виявитися неможливою.

Застосування буферного накопичувача дозволяє відтермінувати підвищення температури прямої мережної води завдяки акумулюванню надлишкової теплоти. Після завершення періоду накопичення теплоти запуск теплового насосу знову стає можливим.

Окрім забезпечення стабільної роботи обладнання, використання буферної ємності сприяє покращенню сезонного коефіцієнта ефективності (SCOP), завдяки чому збільшується річне теплове напруцювання системи.

$$G_{от} = 0,86 \times Q_{от} / (t_{вх} - t_o) = 4050 \text{ кг/год}$$

Приймаємо буферний нагромаджувач reflex PFH об'ємом 4000 л

Використовується даний нагромаджувач для накопичення теплоносія; резервуар виготовлений з високоякісної сталі S235JRG2 (RSt 37-2); м'яка поліуретанова теплоізоляція товщиною 90 мм з білим плівковим облицюванням; внутрішня поверхня необроблена, зовнішня - полімерне покриття; допустимий надлишковий робочий тиск 3 бар; допустима робоча температура 95 °C.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

6.1. Загальні відомості про охорону праці

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних, та лікувально-профілактичних заходів та засобів, які забезпечують збереження здоров'я та працездатність людини в процесі праці.

Повністю небезпечних та нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці – звести до мінімуму вірогідність ураження чи захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній виробничості праці.

До її складу входить виробнича санітарія, техніка безпеки, пожежо- та вибухонебезпека, законодавство по охороні праці.

Виробнича санітарія – це система організаційних заходів та технічних засобів, які запобігають чи зменшують вплив на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Техніка безпеки – це система організаційних заходів та технічних засобів, які запобігають дії на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Покращення умов праці, підвищення його безпеки впливають на результати виробництва – на продуктивність труда, якість та собівартість вироблюваної продукції. Продуктивність труда підвищується за рахунок збереження здоров'я та працездатності людини, економії живої праці за рахунок підвищення рівня використання робочого часу, продовження періоду активної трудової діяльності людини, економії суспільного труда за рахунок підвищення якості продукції, покращення використання основних виробничих фондів, зменшення числа аварій, тощо.

Покращення умов праці та її безпека призводить до зниження виробничого травматизму, професійних захворювань, що зберігає здоров'я працюючих та одночасно призводить до зменшення витрат на оплату пільг та компенсацій за роботу в несприятливих умовах праці, на виплату наслідків такої праці, на ліку-

вання, перепідготовку робітників підприємства у зв'язку з текучістю кадрів за причинами, які пов'язані з умовами праці. Покращення умов праці призводить також до соціальних результатів – покращенню здоров'я працюючих, підвищення ступеню задоволеності працею, укріплення трудової дисципліни, підвищення престижу ряду професій.

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором вважається такий виробничий фактор, дія якого на працюючого в певних умовах призводить до травми чи іншому раптовому, різкому погіршенню здоров'я.

Шкідливим виробничим фактором вважається такий виробничий фактор, дія якого на працюючого в певних умовах призводить до захворювання чи зниженню працездатності.

Забезпечення здорових та безпечних умов праці покладається на адміністрацію підприємств. Адміністрація повинна впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки, попереджувачі виробничий травматизм, та забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, які попереджають виникнення професійних захворювань працюючих.

Діюче трудове законодавство встановлює, що відповідальність за організацію праці в цілому по підприємству несуть директор та головний інженер. По окремим підрозділам така відповідальність покладена на керівників цехів, ділянок, тощо. Безпосереднє керівництво організацією охорони праці здійснює головний інженер підприємства.

6.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на людину, при експлуатації насосного обладнання

Під час експлуатації систем водопостачання на людину впливають такі шкідливі фактори як теплове випромінювання, вібрація, шумове забруднення та недостатня освітленість.

Значну частину в загальному шумовому балансі складає шум від водопроводно-каналізаційного обладнання. Джерелами шуму в системах водопостачання можуть бути будь-які елементи систем, які є місцевими опорами.

Шум – це одна з форм фізичного (хвильового) забруднення навколишнього середовища.

Шум – це сукупність звуків різноманітної частоти та інтенсивності, що виникають у результаті коливального руху частинок у пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних). Як правило, шум дратує: заважає працювати, відпочивати, думати. Негативна дія шуму на життєдіяльність людини відома давно. Зараз вчені пояснюють, що гучні звуки, шум, гуркіт літаків і навіть музика на рок-концертах сприймаються не тільки слуховими органами, а й шкірою, серцем, органами дихання. Вони збуджують людину, є причиною виділення в її кров великої кількості гормонів (наприклад адреналіну), тим самим сприяють виникненню почуття страху і небезпеки. Комплексне вивчення впливу шуму на людський організм виявило, що, окрім патологічних змін слуху, розладу центральної нервової та серцево-судинної систем, відбуваються зміни функціонального стану в цілому. Тривала дія шумів призводить до зростання захворювань невротизмом, гіпертонією, тощо. Доведено, що при рівні шуму вище певних норм знижується продуктивність труда, підвищується втомлюваність, яка потім може стати причиною помилок та аварій при виконанні виробничих завдань. Втомлюваність може накопичуватись, якщо немає необхідних умов для акустичного відпочинку.

Розрізняють такі види шуму:

- ударний (штампування, кування);
- механічний (тертя, биття);
- аеродинамічний, гідродинамічний (в апаратах і трубопроводах при великих швидкостях руху повітря, рідини);

Шум від обладнання може розповсюджуватись різними шляхами:

- по повітрю, визиваючи вібрацію огорожуючих конструкцій, які в свою чергу випромінюють шум у суміжні приміщення;

- по конструктивних елементах будівлі (фундаментам);
- по стінках трубопроводів;
- крізь жорсткі стики стінок трубопроводів та їх кріплення з конструкціями будівель;

- водою чи іншою транспортуємою рідиною;
- по "акустичним місткам";

Акустичними містками можуть бути тверді предмети (будівельне сміття, підводка електроживлення, тощо), з'єднані жорстко з будівельними конструкціями та джерелами вібрації та шуму.

Збільшення продуктивності і, як наслідок, зростання потужності технологічного обладнання при одночасному зниженню його матеріалоемності, зменшення статистичних навантажень на людину супроводжується небажаним побічним ефектом – збільшенням вібрацій. Дія вібрацій не тільки погіршує самопочуття працюючого і знижує продуктивність труда, але часто призводить до важкого професійного захворювання – віброхвороби. Віброхвороба відноситься до групи професійних захворювань, ефективне лікування яких можливе лише на ранніх стадіях. Відновлення порушених функцій проходить дуже повільно, в дуже тяжких випадках в організмі настають необратимі зміни, які призводять до інвалідності.

Розрізняють загальну та локальну вібрації. Загальна вібрація викликає стрес всього організму, локальна – окремих частин тіла. Загальній вібрації підвергаються транспортні робітники, оператори вантажопідйомних кранів та деяких інших видів обладнання. Локальній вібрації підвергаються працюючі з ручним електричним і пневматичним інструментом. В ряді випадків працюючий може наразитися до одночасної дії загальної та локальної (комбінованій) вібрації, наприклад, при роботі на будівельно-дорожніх машинах.

Освітлення виробничих приміщень – один з основних факторів зовнішнього виробничого середовища, що впливають на людину в процесі праці. Безпечною і високопродуктивною праця може бути лише за умови гарного освітлення робочих місць.

Недостатнє і нерівномірне освітлення робочих місць призводить до перенапруги зору, перевтоми організму, до виникнення надмірної нервової дратівливості, ослаблення уваги. Доведено, що в половини працюючих у таких умовах спостерігаються дефекти зору – короткозорість, зниження гостроти зору й інше, а в 38 % чоловіків виникає частковий дальтонізм.

Низькі рівні освітленості, нерівномірність освітлення, світлові промені, що б'ють в очі, відблиски від блискучих поверхонь можуть бути причиною нещасних випадків, браку продукції і низької продуктивності праці.

6.3 Основні технічні рішення по зниженню небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації насосного обладнання

Для підвищення працездатності, а також з метою покращення умов праці людей, що обслуговують систему водопостачання на підприємстві необхідно вжити методи боротьби з шумом, вібрацією, недостатньою освітленістю.

Методи боротьби з шумом санітарно-технічного обладнання підрозділяють на пасивні та активні. Пасивні методи ґрунтуються на визнанні існування джерел шуму та містяться на знаходженні методів обмеження його розповсюдження. Активні методи передбачають усунення можливості виникнення шуму в самому джерелі. Вирішити задачу зменшення шуму, використовуючи тільки пасивні або тільки активні заходи, часто неможливо, тому найбільш ефективним необхідно вважати комплексний підхід. Виходячи з цього, на підприємстві застосовуються такі методи боротьби з шумом та вібрацією:

- трубопроводи звуко- та віброізолюються;
- збільшується звукоізолююча спроможність огорожуючих конструкцій;
- усувається передача вібрації та звуку по будівельним конструкціям;
- застосовуються звуко- та віброізоляційні заходи при обладнанні фундаменту під насосні агрегати;
- обираються, по можливості, більш малошумні нагнітачі та інше обладнання;

- обмеження розповсюдження шуму та вібрації по трубопроводам здійснюється за допомогою гнучких віброізоляційних вставок;

Завдяки застосуванню вищезазначених методів шум та вібрація на підприємстві не перевищують норми.

ВИСНОВОК

Опалювальна та вентиляційна системи головного корпусу обласної лікарні спроектовані відповідно до чинних нормативних вимог. Запропоновані інженерні рішення забезпечують належні умови для роботи медичного персоналу та ефективного лікування пацієнтів, а також мінімізують негативний вплив об'єкта на навколишнє середовище, підтримуючи допустимий рівень екологічної безпеки.

Джерелом тепlopостачання є тепловий насос, який подає теплоносії у систему опалення з температурою 70 °С. Опалення здійснюється за допомогою водяної системи з двотрубним розведенням теплоносія знизу. У якості нагрівальних приладів використані біметалеві секційні радіатори марки Aquavita BM-500.

Монтаж опалювальних приладів у приміщеннях передбачено на висоті 10 см від рівня підлоги. Водночас, у всіх кімнатах, де перебувають люди з оголеною шкірою, розташування радіаторів та трубопроводів спроектовано так, щоб виключити ризик отримання опіків. Найбільш поширене розміщення опалювальних пристроїв — під вікнами або вздовж зовнішніх стін. Такий підхід сприяє запобіганню появи холодних повітряних потоків від віконних прорізів і зовнішніх поверхонь, а також підвищує температуру внутрішньої поверхні нижньої частини вікон, що зменшує радіаційне охолодження людей.

У рамках дипломного проекту розроблена припливно-витяжна вентиляційна система для головного корпусу лікарні, розташованої у місті Чернівці. Для лікувальних приміщень передбачено механічну припливно-витяжну вентиляцію, доповнену природною вентиляцією (кватирки, відкидні фрамуги тощо), обладнаною системою фіксації.

Забір свіжого повітря здійснюється із зони з чистим повітрям на висоті не менше 2 м від поверхні землі. Вхідне повітря проходить очищення через фільтри грубого і тонкого очищення відповідно до діючих нормативних документів.

Кратність повітрообміну розрахована з урахуванням забезпечення необхідного рівня чистоти повітря та підтримки оптимального газового складу. Відносна вологість повітря не перевищує 60%, а швидкість руху повітря не більше 0,15 м/с.

В якості джерела теплової енергії обрано тепловий насос моделі ТН-110 із наступними технічними характеристиками:

Мінімальна теплова потужність, кВт — 30;

Коефіцієнт тепловіддачі (COP) — 4;

Потужність електроспоживання, кВт — 7,0;

Робоча температура теплоносія, °C — 70;

Рівень шуму, дБа — 55;

Об'ємний витрата мережної води при внутрішньому перепаді тиску, м³/год — 6;

Об'ємний витрата розсолу при внутрішньому перепаді тиску, м³/год — 16;

Холодоагент — R134a, загальна маса — відповідно до технічної документації.

Габаритні розміри установки:

Довжина — 3,9 м;

Ширина — 1,5 м;

Висота — 2,1 м.

Також у роботі розроблені заходи з охорони праці, спрямовані на забезпечення безпечних умов експлуатації системи опалення та вентиляції.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Богословский В.Н., Сканави А.Н. Отопление: Учеб. для вузов. - М.: Стройиздат, 1991. – 735 с: ил.
2. Боженко М.Ф., Сало В.П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. – К.: ГОЦ „Видавництво «Політехніка», 2004. – 192 с.
3. Пырков В. В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. – II ДП «Такі справи», 2007. – 252 с.: ил
4. ДСТУ Б А. 2.4-8-95. Умовні позначення елементів санітарно-технічних систем. - К.: Укрархбудінформ, 1995. - 15 с.
5. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання: Навч. посібн. - К., Кондор, 1997.-244 с.:іл.
6. Отопление, водопровод, канализация: Справочник проектировщика/Под ред. И.Г. Старовойтова. 4-е изд. – М.: Стройиздат, 1990. - 430 с.
7. Тихомиров К.В., З.С. Сергиенко. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция: Учеб. для вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. -М.: Стройиздат, 1991.- 480 с.
8. Слаутіна Т.Г., Кузнецова С.А. Проектування систем водяного опалення: навчальний посібник. - м. Миколаїв: НУК, 2011. – 68 с.
9. Методичні вказівки з виконання дипломних проектів за спеціальністю 8.090810 „Теплоенергетика"/ В.М. Горбов, Ю.О. Шаповалов, Т.Г .Слаутіна, С.А. Кузнецова, М.М. Семенов - Миколаїв, НУК, 2008.-40 с.
10. Арсеньєв В.М., Мелейчук С.С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку. Навчальний посібник. — Суми: Сумський державний університет (СумДУ), 2018. — 364 с. — ISBN: 978-966-657-740-8.
11. Гашо Е.Г., Козлов С.А. и др. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Москва.: Перо, 2017. — 204 с. — ISBN 978-5-906927-01-9.
12. <http://solarsoul.net/rabochie-zhidkosti-dlya-teplovyyh-nasosov>
13. <http://opeks.ua/brands.html>

14. https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5353

14. СДБН 32.6 -31: 2006. Теплова ізоляція будівель. - К.: Міністерство будівництва, архітектури та житлово-комунального господарства України. - 2006. - 70 с.

15. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»

16. Справочник по теплоснабжению и вентиляции (издание 4-е, переработанное дополненное). Книга 1, Щекин Р.В., Корневский С.М., Бем Г.Е. Киев, Будівельник, 1976, 416 с.

17. Бажан П.И., Каненвец В.М., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. – 370 с.

18. Справочник по теплообменникам, в 2-х томах/Пер. с англійск., под ред. Б.С.Петухова, В.К.Шишкова – Москва: Энергоиздат, 1987, – 890 с.

19. Шаповалов Ю.О., Соломонюк Д.М. Проектування теплообмінних апаратів теплотехнологічних установок: Методичні вказівки. – Миколаїв, НУК, 2009. – 72с.

20. ДСТУ Б А. 2.4-1-95. Умовні позначення трубопроводів. – К.: Укрархбудінформ, 1996. – 13 с.

Тепловтрати через зовнішні огороження

Приміщення		Характеристика огорожень					Основні тепловтрати $Q_{отв}$, Вт	Дод. теплотери на орієнт., $Q_{дтв}$, Вт	Сумарні тепловтрати $Q_{гв}$, Вт
Но- мер	Найменування, $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Найменування	Орієнтація	Розмір, $a \times b$, м $\times$ м	Площа F , м ²	Коеф-т теплопере- дачі, k , Вт/м ² $^\circ\text{C}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1 этаж									
101	Тамбур	ЗС	Пн	3,1x3,6	7,88	0,288	109	11	120
		ДД	Пн	1,6x2,05x 1	3,28	1,160	183	310	493
		ПЛ		3,1x1,4	24,74	0,219	156		156
									769
103	Коридор	ЗС	Зх	7,7x3,6	24,57	0,288	340	17	357
		ДО	Зх	2,1x1,5x1	3,15	1,724	261	13	274
		ПЛ		35x3,6	186,72	0,219	1178		1178
									1808
104	Гардероб для відвідувачів	ЗС	Пн	6x3,6	19,35	0,288	267	27	294
		ДО	Пн	1,5x1,5x1	2,25	1,724	186	19	205
		ПЛ		4,4x4,6	22,48	0,219	142		142
									641
105	Приміщення для самозапису	ЗС	Пн	4,7x3,6	14,67	0,288	203	20	223
		ДО	Пн	1,5x1,5x1	2,25	1,724	186	19	205
		ПЛ		2,5x4,6	14,58	0,219	92		92
									520
106	Реєстратура	ЗС	Пн	5,6x3,6	16,56	0,288	229	23	252
		ДО	Пн	1,2x1,5x2	3,60	1,724	298	30	328
		ПЛ		5,6x4,6	25,76	0,219	162		162
									742
107	Медичний архів	ЗС	Пн	6,64x3,6	20,30	0,288	281	28	309
		ДО	Пн	1,2x1,5x2	3,60	1,724	298	30	328
		ЗС	Зх	5,24x3,6	16,61	0,288	230	11	241
		ДО	Зх	1,5x1,5x1	2,25	1,724	186	9	196
		ПЛ		6x4,6	27,60	0,219	174		174
									1247
108	Приміщення для прийому і зберігання ліків	ЗС	Пд	3,64x3,6	11,30	0,288	156	0	156
		ДО	Пд	1,2x1,5x1	1,80	1,724	149	0	149
		ЗС	Зх	5,24x3,6	17,02	0,288	235	12	247
		ДД	Зх	0,9x2,05x 1	1,85	1,160	103	170	272
		ПЛ			15,18	0,219	96		96
									920

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
109	Аптека (торговельний зал)	ЗС	Пд	6,1x3,6	18,36	0,288	243	0	243
		ДО	Пд	1,2x1,5x2	3,60	1,724	285	0	285
		ПЛ		6,1x4,6	28,06	0,219	170		170
									698
111	Холл	ЗС	Пн	4,5x3,6	11,12	0,288	154	15	169
		ДД	Пн	1,6x2,05x 1	3,28	1,160	183	310	493
		ДО	Пн	1,2x1,5x1	1,80	1,724	149	15	164
		ПЛ		4,5x4,6	20,70	0,219	131		131
									957
117	Мийна столового посуду	ЗС	Пн	2,6x3,6	7,56	0,288	105	10	115
		ДО	Пн	1,2x1,5x1	1,80	1,724	149	15	164
		ПЛ		2,6x4,6	11,96	0,219	75		75
									354
116	Підсобне приміщення	ЗС	Пн	4,04x3,6	12,74	0,288	169	17	186
		ДО	Пн	1,2x1,5x1	1,80	1,724	143	14	157
		ЗС	Сх	5,24x3,6	17,02	0,288	225	23	248
		ДД	Сх	0,9x2,05x 1	1,85	1,160	98	167	266
		ПЛ		3,4x4,6	15,64	0,219	95		95
									951
118	Зал буфета з роздавальної	ЗС	Пд	6,64x3,6	20,75	0,288	287	0	287
		ДО	Пд	2,1x1,5x1	3,15	1,724	261	0	261
		ЗС	Сх	9,04x3,6	27,14	0,288	375	38	413
		ДО	Сх	2,1x1,5x1	3,15	1,724	261	26	287
		ДО	Сх	1,5x1,5x1	2,25	1,724	186	19	205
		ПЛ		8,4x6	50,40	0,219	318		318
									1770
119	Кабінет фармацевтичн ої інформації	ЗС	Пд	4,3x3,6	11,88	0,288	157	0	157
		ДО	Пд	1,2x1,5x2	3,60	1,724	285	0	285
		ПЛ		4,3x4,6	19,78	0,219	120		120
									562
113	Сан.вузол жіночий	ЗС	Пд	4x3,6	13,05	0,288	188	0	188
		ДО	Пд	0,9x1,5x1	1,35	1,724	116	0	116
		ПЛ		4x4,6	18,40	0,219	121		121
									425
114	Сан.вузол жіночий	ЗС	Пд	4x3,6	13,05	0,288	188	0	188
		ДО	Пд	0,9x1,5x1	1,35	1,724	116	0	116
		ПЛ		4x4,6	18,40	0,219	121		121
									425
121	Гардероб персоналу	ЗС	Зх	4,4x3,6	14,04	0,288	194	10	204
		ДО	Зх	1,2x1,5x1	1,80	1,724	149	7	156
		ПЛ		4,4x4,6	20,24	0,219	128		128
									488

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
122	Гардероб вуличного одягу персоналу	ЗС	Зх	2,7х3,6	7,92	0,288	109	5	115
		ДО	Зх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	149	7	156
		ПЛ		2,7х4,6	12,42	0,219	78		78
									350
124	Комора предметів збирання	ЗС	Зх	3,4х3,6	10,44	0,288	138	7	145
		ДО	Зх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	143	7	150
		ПЛ		3,4х1,8	13,96	0,219	84		84
									379
125	Комора хоз. інвентарю	ЗС	Зх	2,7х3,6	7,92	0,288	105	5	110
		ДО	Зх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	143	7	150
		ПЛ		2,1х1,8	12,46	0,219	75		75
									335
126	Кабінет зам.голов. лікаря	ЗС	Зх	3,44х3,6	10,58	0,288	152	8	160
		ДО	Зх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	8	163
		ЗС	Пд	5,24х3,6	18,86	0,288	272	0	272
		ПЛ		2,8х4,6	12,88	0,219	85		85
									679
127	Кабінет голов.лікаря	ЗС	Сх	6,04х3,6	18,14	0,288	261	26	287
		ДО	Сх	1,2х1,5х2	3,60	1,724	310	31	341
		ЗС	Пд	5,24х3,6	18,86	0,288	272	0	272
		ПЛ		5,4х4,6	24,84	0,219	163		163
									1064
128	Кабінет уролога	ЗС	Сх	2,8х3,6	8,28	0,288	119	12	131
		ДО	Сх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	16	171
		ПЛ		2,8х4,6	12,88	0,219	85		85
									386
129	Кабінет ревматолога	ЗС	Сх	3,4х3,6	9,09	0,288	131	13	144
		ДО	Сх	2,1х1,5х1	3,15	1,724	272	27	299
		ПЛ		3,4х4,6	15,64	0,219	103		103
									545
130	Кабінет стоматолога	ЗС	Сх	3,6х3,6	11,16	0,288	161	16	177
		ДО	Сх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	16	171
		ПЛ		3,6х4,6	16,56	0,219	109		109
									456
131	Білизняна чиста	ЗС	Сх	2,8х3,6	8,28	0,288	110	11	121
		ДО	Сх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	143	14	157
		ПЛ		2,8х4,6	12,88	0,219	78		78
									356
132	Коридор	ЗС	Пд	3,6х3,6	9,81	0,288	136	0	136
		ДО	Пд	2,1х1,5х1	3,15	1,724	261	0	261
		ПЛ		18х3,6	64,80	0,219	409		409
									805

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Сходова клітка 1	ЗС	Пн	2,7х7,2	14,94	0,288	198	20	218
		ДО	Пн	1,5х1,5х2	4,50	1,724	357	36	393
		ЗС	Сх	1,44х7,2	10,37	0,288	137	14	151
		ЗС	Зх	1,44х7,2	10,37	0,288	137	7	144
		ПТ		2,7х6	16,2	0,221	148		148
		ПЛ		2,7х6	16,20	0,219	98		98
									1152
	Сходова клітка 2	ЗС	Пн	2,7х7,2	14,94	0,288	198	20	218
		ДО	Пн	1,5х1,5х2	4,50	1,724	357	36	393
		ЗС	Сх	1,44х7,2	10,37	0,288	137	14	151
		ЗС	Зх	1,44х7,2	10,37	0,288	137	7	144
		ПТ		2,7х6	16,2	0,221	148		148
		ПЛ		2,7х6	16,20	0,219	98		98
									1152
	Сходова клітка 3	ЗС	Зх	2,7х7,2	15,35	0,288	203	10	213
		ДО	Зх	1,5х1,5х1	2,25	1,724	178	9	187
		ДД	Зх	0,9х2,05х1	1,85	1,160	98	162	261
		ЗС	Пн	1,44х7,2	10,37	0,288	137	14	151
		ЗС	Пд	1,44х7,2	10,37	0,288	137	0	137
		ПТ		2,7х6	16,2	0,221	148		148
		ПЛ		2,7х6	16,20	0,219	98		98
									1196
201	Кабінет ендокринолога	ЗС	Пн	2,7х3,6	7,92	0,288	114	11	125
		ДО	Пн	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	16	171
		ПТ		2,7х4,6	12,4	0,221	124		124
									420
202	Кабінет дільничного лікаря терапевта	ЗС	Пн	3х3,6	9,00	0,288	130	13	143
		ДО	Пн	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	16	171
		ПТ		3х4,6	13,8	0,221	137		137
									450
203	Кабінет дільничного лікаря терапевта	ЗС	Пн	2,9х3,6	8,64	0,288	124	12	137
		ДО	Пн	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	16	171
		ПТ		2,9х4,6	13,3	0,221	133		133
									440
204	Кабінет дільничного лікаря терапевта	ЗС	Пн	3,74х3,6	11,66	0,288	168	17	185
		ДО	Пн	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	16	171
		ЗС	Зх	5,24х3,6	16,61	0,288	239	12	251
		ДО	Зх	1,5х1,5х1	2,25	1,724	194	10	204
		ПТ		3,1х4,6	14,3	0,221	142		142
									952
205	Кабінет гінеколога	ЗС	Пд	3,34х3,6	10,22	0,288	147	0	147
		ДО	Пд	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	0	155
		ЗС	Зх	5,24х3,6	16,61	0,288	239	12	251
		ДО	Зх	1,5х1,5х1	2,25	1,724	194	10	204
		ПТ		2,7х4,6	12,4	0,221	124		124
									881

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
206	Кабінет кардіолога	ЗС	Пд	2,7х3,6	7,92	0,288	114	0	114
		ДО	Пд	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	0	155
		ПТ		2,7х4,6	12,4	0,221	124		124
									393
207	Кабінет уролога	ЗС	Пд	2,8х3,6	8,28	0,288	119	0	119
		ДО	Пд	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	0	155
		ПТ		2,8х4,6	12,9	0,221	128		128
									402
208	Кабінет дільничного лікаря терапевта	ЗС	Пд	2,7х3,6	7,92	0,288	114	0	114
		ДО	Пд	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	0	155
		ПТ		2,7х4,6	12,4	0,221	124		124
									393
209	Кабінет дільничного лікаря терапевта	ЗС	Пд	2,9х3,6	8,64	0,288	124	0	124
		ДО	Пд	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	0	155
		ПТ		2,9х4,6	13,3	0,221	133		133
									412
211	Коридор	ЗС	Зх	7,7х3,6	24,57	0,288	340	17	357
		ДО	Зх	2,1х1,5х1	3,15	1,724	261	13	274
		ПТ		35х3,6	186,72	0,221	1783		1783
									2413
213	Сан.вузол жіночий	ЗС	Пд	4х3,6	13,05	0,288	188	0	188
		ДО	Пд	0,9х1,5х1	1,35	1,724	116	0	116
		ПТ		4х4,6	18,4	0,221	183		183
									487
214	Сан.вузол чоловічий	ЗС	Пд	4х3,6	13,05	0,288	188	0	188
		ДО	Пд	0,9х1,5х1	1,35	1,724	116	0	116
		ПТ		4х4,6	18,4	0,221	183		183
									487
215	Гіпс. перев'язна	ЗС	Пд	6,64х3,6	20,75	0,288	311	0	311
		ДО	Пд	2,1х1,5х1	3,15	1,724	282	0	282
		ЗС	Сх	4,64х3,6	14,90	0,288	223	22	246
		ДО	Сх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	161	16	178
		ПТ		6х4	24,0	0,221	248		248
									1264
217	Кімната для зберігання гіпсу	ЗС	Сх	5,2х3,6	15,57	0,288	206	21	227
		ДО	Сх	2,1х1,5х1	3,15	1,724	250	25	275
		ПТ		5,2х5,8	30,2	0,221	276		276
									778
218	Кабінет лікаря травматолога-ортопеда	ЗС	Пн	6,64х3,6	20,30	0,288	292	29	322
		ДО	Пн	1,2х1,5х2	3,60	1,724	310	31	341
		ЗС	Сх	4,24х3,6	15,26	0,288	220	22	242
		ПТ		3,6х6	21,6	0,221	215		215
									1120
219	Хол	ЗС	Пн	4,5х3,6	12,60	0,288	174	17	192
		ДО	Пн	1,2х1,5х2	3,60	1,724	298	30	328
		ПТ		4,5х4,6	20,7	0,221	198		198
									717

220	Перев'язна гнійна	ЗС	Пн	4,9х3,6	15,39	0,288	230	23	254
		ДО	Пн	1,5х1,5х1	2,25	1,724	202	20	222
		ПТ		4,9х4,6	22,5	0,221	233		233
									709
221	Кабінет лікаря хірурга	ЗС	Пн	4х3,6	12,15	0,288	168	17	185
		ДО	Пн	1,5х1,5х1	2,25	1,724	186	19	205
		ПТ		4х4,6	18,4	0,221	176		176
									565
222	Перев'язна чиста	ЗС	Пн	4,9х3,6	13,14	0,288	197	20	216
		ДО	Пн	1,5х1,5х2	4,50	1,724	403	40	444
		ПТ		4,9х4,6	22,5	0,221	233		233
									893
223	Приміщення для занять із персоналом	ЗС	Зх	6,9х3,6	21,24	0,288	294	15	308
		ДО	Зх	1,2х1,5х2	3,60	1,724	298	15	313
		ПТ		6,9х4,6	31,7	0,221	303		303
									924
224	Кімната особистої гігієни персоналу	ЗС	Зх	3,6х3,6	11,16	0,288	177	9	186
		ДО	Зх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	171	9	179
		ПТ		3,6х4,6	16,6	0,221	181		181
									546
226	Кабінет ЕКГ	ЗС	Зх	2,6х3,6	7,56	0,288	109	5	114
		ДО	Зх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	8	163
		ПТ		2,6х4,6	12,0	0,221	119		119
									396
227	Кабінет невролога	ЗС	Зх	2,94х3,6	8,78	0,288	126	6	133
		ДО	Зх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	155	8	163
		ЗС	Пд	5,24х3,6	8,28	0,288	119	0	119
		ПТ		2,3х4,6	10,6	0,221	105		105
									520
228	Канцелярія	ЗС	Сх	2,8х3,6	8,28	0,288	114	11	126
		ДО	Сх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	149	15	164
		ПТ		2,8х4,6	12,9	0,221	123		123
									425
230	Бухгалтерія	ЗС	Сх	4,2х3,6	13,32	0,288	184	18	203
		ДО	Сх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	149	15	164
		ПТ		4,2х4,6	19,32	0,221	184		184
									551
231	Рентген кабінет	ЗС	Сх	3,4х3,6	9,09	0,288	126	13	138
		ДО	Сх	2,1х1,5х1	3,15	1,724	261	26	287
		ПТ		3,4х4,6	15,64	0,221	149		149
									574
232	Рентген кабінет	ЗС	Сх	4,1х3,6	12,96	0,288	179	18	197
		ДО	Сх	1,2х1,5х1	1,80	1,724	149	15	164
		ПТ		4,1х4,6	18,86	0,221	180		180
									541

Продовження таблиці 1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
233	Кабінет флюорографії	ЗС	Сх	4,64x3,6	14,45	0,288	208	21	229
		ДО	Сх	1,5x1,5x1	2,25	1,724	194	19	213
		ЗС	Пд	5,24x3,6	18,86	0,288	272	0	272
		ПТ		4x4,6	18,40	0,221	183		183
									897
234	Коридор	ЗС	Пд	3,6x3,6	9,81	0,288	136	0	136
		ДО	Пд	2,1x1,5x1	3,15	1,724	261	0	261
		ПТ		18x3,6	64,80	0,221	619		619
									1015

Зведена таблиця тепловтрат

№ з/п	Найменування приміщення	Q _{ТВ} , Вт	Q _{інф} , Вт	Q _{оп} , Вт
1	2	3	4	5
101	Тамбур	769	0	769
103	Коридор	1808	101	1909
104	Гардероб для відвідувачів	641	72	713
105	Приміщення для самозапису	520	72	592
106	Реєстратура	742	116	858
107	Аптека (торговельний зал)	1247	188	1435
108	Хол	920	101	1021
109	Мийна столового посуду	698	116	814
111	Підсобне приміщення	957	58	1015
117	Зал буфета з роздавальної	354	58	412
116	Кабінет фармацевтичної інформації	951	58	1009
118	Сан.вузол жіночий	1770	274	2044
119	Сан.вузол чоловічий	562	58	620
113	Гардероб персоналу	425	43	468
114	Гардероб вуличного одягу персоналу	425	43	468
121	Комора предметів прибирання	488	58	546
122	Комора хоз. інвентарю	350	58	408
124	Кабінет зам. головлікаря	379	58	437
125	Кабінет головлікаря	335	58	393
126	Кабінет уролога	679	58	737
127	Кабінет ревматолога	1064	116	1180
128	Кабінет стоматолога	386	58	444
129	Білизняна чиста	545	101	646
130	Коридор	456	58	514
131	Приміщення для прийому і зберігання ліків	356	58	414
132	Аптека (торговельний зал)	805	101	906
	Сходова клітка 1	1152	144	1296
	Сходова клітка 2	1152	144	1296
	Сходова клітка 3	1196	72	1268

Окончание табл. 2.7

1	2	3	4	5
201	Кабінет ендокринолога	420	50	470
202	Кабінет дільничного лікаря терапевта	450	50	500
203	Кабінет дільничного лікаря терапевта	440	50	490
204	Кабінет дільничного лікаря терапевта	952	0	952
205	Кабінет гінеколога	881	112	993
206	Кабінет кардіолога	393	50	443
207	Кабінет уролога	402	50	452
208	Кабінет дільничного лікаря терапевта	393	50	443
209	Кабінет дільничного лікаря терапевта	412	50	462
211	Коридор	2413	87	2500
213	Сан.вузол жіночий	487	62	549
214	Сан.вузол чоловічий	487	62	549
215	Гіпс. перев'язна	1264	137	1401
217	Кімната для зберігання гіпсу	778	87	865
218	Кабінет лікаря травматолога-ортопеда	1120	100	1220
219	Хол	717	100	817
220	Перев'язна гнійна	709	62	771
221	Кабінет лікаря хірурга	565	62	627
222	Перев'язна чиста	893	100	993
223	Приміщення для занять із персоналом	924	100	1024
224	Кімната особистої гігієни персоналу	546	50	596
226	Кабінет ЕКГ	396	50	446
227	Кабінет невролога	520	50	570
228	Канцелярія	425	50	475
230	Бухгалтерія	551	50	601
231	Рентген кабінет	574	87	661
232	Рентген кабінет	541	50	591
233	Кабінет флюорографії	897	87	984
234	Коридор	1015	62	1077
Итого				46699

Таблиця 3.

Тепловий розрахунок опалювальних приладів

№ приміщення	Теплове нвантаження приладу	Тепловий потік приладу	Розрахункова поверхня приладу	Коефіцієнти		Допустиме значення гріючої поверхні	Число секцій	
				β2	β3		Розрахункове	Фактичне
	Вт	Вт/м ²	м ²			м ²		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
101	1317	210	6,270	1,05	0,946	0,296	13,854	14
102	439	210	2,092	1,05	0,996	0,104	4,374	5
103	479	210	2,279	1,05	0,990	0,113	4,798	5
104	817	210	3,889	1,05	0,961	0,187	8,446	9
105	446	210	2,124	1,05	0,995	0,106	4,448	5
106	1018	210	4,846	1,05	0,953	0,231	10,618	11
107	592	210	2,821	1,05	0,977	0,138	6,025	7
108	431	210	2,050	1,05	0,998	0,102	4,280	5
109	357	210	1,701	1,05	1,014	0,086	3,493	4
110	397	210	1,892	1,05	1,005	0,095	3,922	4
111	384	210	1,828	1,05	1,008	0,092	3,779	4
112	417	210	1,987	1,05	1,001	0,099	4,137	5
113	497	210	2,365	1,05	0,988	0,117	4,991	5
114	359	210	1,708	1,05	1,014	0,087	3,507	4
115	404	210	1,923	1,05	1,003	0,096	3,994	4
116	397	210	1,892	1,05	1,005	0,095	3,922	4
117	499	211	2,365	1,05	0,988	0,117	4,991	5
118	592	210	2,821	1,05	0,977	0,138	6,025	7
119	431	210	2,050	1,05	0,998	0,102	4,280	5
120	357	210	1,701	1,05	1,014	0,086	3,493	4
121	397	210	1,892	1,05	1,005	0,095	3,922	4
122	384	210	1,828	1,05	1,008	0,092	3,779	4
123	417	210	1,987	1,05	1,001	0,099	4,137	5
124	497	210	2,365	1,05	0,988	0,117	4,991	5
125	359	210	1,708	1,05	1,014	0,087	3,507	4
126	404	210	1,923	1,05	1,003	0,096	3,994	4
127	397	210	1,892	1,05	1,005	0,095	3,922	4
128	384	210	1,828	1,05	1,008	0,092	3,779	4
129	417	210	1,987	1,05	1,001	0,099	4,137	5
130	497	210	2,365	1,05	0,988	0,117	4,991	5
131	359	210	1,708	1,05	1,014	0,087	3,507	4
132	404	210	1,923	1,05	1,003	0,096	3,994	4
201	1329	210	6,331	1,05	0,945	0,299	13,990	14
202	494	210	2,354	1,05	0,988	0,116	4,967	5
203	503	210	2,395	1,05	0,987	0,118	5,060	6
204	486	210	2,314	1,05	0,989	0,114	4,875	5

Продовження таблиці 3.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
205	452	210	2,151	1,05	0,994	0,107	4,508	5
206	443	210	2,110	1,05	0,996	0,105	4,416	5
207	831	210	3,959	1,05	0,960	0,190	8,605	9
208	648	210	3,084	1,05	0,972	0,150	6,620	7
209	487	210	2,321	1,05	0,989	0,115	4,891	5
210	494	210	2,354	1,05	0,988	0,116	4,967	5
211	503	210	2,395	1,05	0,987	0,118	5,060	6
212	486	210	2,314	1,05	0,989	0,114	4,875	5
213	452	210	2,151	1,05	0,994	0,107	4,508	5
214	443	210	2,110	1,05	0,996	0,105	4,416	5
215	831	210	3,959	1,05	0,960	0,190	8,605	9
216	648	210	3,084	1,05	0,972	0,150	6,620	7
217	487	210	2,321	1,05	0,989	0,115	4,891	5
218	397	210	1,892	1,05	1,005	0,095	3,922	4
219	384	210	1,828	1,05	1,008	0,092	3,779	4
220	417	210	1,987	1,05	1,001	0,099	4,137	5
221	497	210	2,365	1,05	0,988	0,117	4,991	5
222	359	210	1,708	1,05	1,014	0,087	3,507	4
223	404	210	1,923	1,05	1,003	0,096	3,994	4
224	397	210	1,892	1,05	1,005	0,095	3,922	4
225	384	210	1,828	1,05	1,008	0,092	3,779	4
226	417	210	1,987	1,05	1,001	0,099	4,137	5
227	1329	210	6,331	1,05	0,945	0,299	13,990	14
228	494	210	2,354	1,05	0,988	0,116	4,967	5
229	503	210	2,395	1,05	0,987	0,118	5,060	6
230	486	210	2,314	1,05	0,989	0,114	4,875	5
231	452	210	2,151	1,05	0,994	0,107	4,508	5
232	487	210	2,321	1,05	0,989	0,115	4,891	5
233	397	210	1,892	1,05	1,005	0,095	3,922	4
234	384	210	1,828	1,05	1,008	0,092	3,779	4

Додаток 2.**Таблиця 1.**

**Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи П1
(магістраль на коридор 103)**

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _з	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	151,6	-	100х200	0,018	133,3	2,34	-	0,00	2,20	7,65	7,65
1	151,6	3,3	100х200	0,02	133,3	2,11	0,55	1,83	0,20	0,56	2,39
2	303,2	3,3	100х200	0,02	133,3	4,21	1,94	6,39	0,20	2,25	8,64
3	454,8	3,3	200х200	0,04	200,0	3,16	0,69	2,28	0,20	1,27	3,55
4	606,4	4,1	200х200	0,04	200,0	4,21	1,17	4,78	1,30	14,64	19,42
5	758	3,3	200х250	0,05	222,2	4,21	1,02	3,37	1,50	16,89	20,27
6	1516	10,1	250х250	0,0625	250,0	6,74	2,09	21,12	2,30	66,30	87,43

Сумма 149 Па

Таблиця 2.

**Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи П1
(відгалуження на коридор 132)**

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _з	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	151,6	-	100х200	0,018	133,3	2,34	-	0,00	2,20	7,65	7,65
7	151,6	3,0	100х200	0,02	133,3	2,11	0,55	1,66	0,20	0,56	2,22
8	303,2	3,0	100х200	0,02	133,3	4,21	1,94	5,81	0,20	2,25	8,06
9	454,8	3,0	160х200	0,032	177,8	3,95	1,20	3,60	0,20	1,98	5,58
10	606,4	3,0	200х200	0,04	200,0	4,21	1,17	3,50	0,20	2,25	5,75
11	758	3,2	200х200	0,04	200,0	5,26	1,75	5,61	1,50	26,39	32,01

Сумма 61 Па

Таблиця 3.

**Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи П2
(магістраль на коридор 211)**

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b ₁ чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _з	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	181,7	-	100x200	0,018	133,3	2,80	-	0,00	2,20	10,98	10,98
1	181,7	3,0	100x200	0,02	133,3	2,52	0,77	2,30	0,20	0,81	3,11
2	363,4	3,0	200x200	0,04	200,0	2,52	0,46	1,38	0,20	0,81	2,19
3	545,1	4,0	200x200	0,04	200,0	3,79	0,96	3,84	1,30	11,83	15,67
4	726,8	3,8	200x250	0,05	222,2	4,04	0,95	3,60	0,20	2,07	5,67
5	908,5	1,4	250x250	0,0625	250,0	4,04	0,82	1,14	1,50	15,53	16,67
6	1817	13,2	250x280	0,07	264,2	7,21	2,21	29,22	2,30	75,93	105,15

Сумма 159 Па

Таблиця 4.

**Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи П2
(відгалуження на коридор 234)**

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b ₁ чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _з	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	181,7	-	100x200	0,018	133,3	2,80	-	0,00	2,20	10,98	10,98
7	181,7	3,0	100x200	0,02	133,3	2,52	0,77	2,30	0,20	0,81	3,11
8	363,4	3,0	125x200	0,025	153,8	4,04	1,50	4,50	0,20	2,07	6,57
9	545,1	3,0	160x200	0,032	177,8	4,73	1,67	5,02	0,20	2,84	7,86
10	726,8	3,0	200x200	0,04	200,0	5,05	1,62	4,87	0,20	3,24	8,11
11	908,5	1,6	250x250	0,0625	250,0	4,04	0,82	1,31	1,50	15,53	16,84

Сумма 53 Па

Таблиця 5.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи ПЗ

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _э	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	150	-	100х200	0,018	133,3	2,31	-	0,00	2,20	7,49	7,49
1	150	3,4	100х200	0,02	133,3	2,08	0,54	1,85	0,20	0,55	2,40
2	328	4,3	100х200	0,02	133,3	4,56	2,24	9,50	0,20	2,64	12,13
3	506	3,4	160х200	0,032	177,8	4,39	1,46	4,96	0,20	2,45	7,41

Сумма 29 Па

Таблиця 6.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи П4

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _э	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	147	-	100х200	0,018	133,3	2,27	-	0,00	2,20	7,19	7,19
1	147	5,2	100х200	0,02	133,3	2,04	0,52	2,72	0,20	0,53	3,25
2	325	2,6	100х200	0,02	133,3	4,51	2,20	5,71	0,20	2,59	8,30
3	503	3,1	140х200	0,028	164,7	4,99	2,03	6,29	1,10	17,39	23,68

Сумма 42 Па

Таблиця 7.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи В1

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b, чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _э	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	40	-	100×200	0,018	133,3	0,62	-	0,00	2,20	0,53	0,53
1	40	2,6	100×200	0,02	133,3	0,56	0,05	0,14	1,50	0,29	0,43
2	77	4,2	100×200	0,02	133,3	1,07	0,17	0,69	1,50	1,09	1,78
3	196	2,8	100×200	0,02	133,3	2,72	0,88	2,46	0,20	0,94	3,40
4	246	5,0	100×200	0,02	133,3	3,42	1,32	6,62	0,20	1,48	8,10
5	322	1,0	100×200	0,02	133,3	4,47	2,16	2,16	0,50	6,35	8,51
6	472	3,3	140×200	0,028	164,7	4,68	1,80	5,96	0,20	2,78	8,74
7	513	4,8	160×200	0,032	177,8	4,45	1,50	7,18	0,20	2,52	9,70
8	579	5,0	180×200	0,036	189,5	4,47	1,39	6,95	1,30	16,48	23,43
9	645	4,7	180×200	0,036	189,5	4,98	1,69	7,96	0,20	3,15	11,11
10	714	1,2	200×200	0,04	200,0	4,96	1,57	1,89	2,60	40,59	42,48
11	996	3,6	280×200	0,056	233,3	4,94	1,29	4,64	0,50	7,75	12,39
12	1521	4,5	280×200	0,056	233,3	7,54	2,81	12,65	1,30	46,99	59,64

Сумма 190 Па

Таблиця 8.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи В2

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b, чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _э	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	19	-	100×200	0,018	133,3	0,29	-	0,00	2,20	0,12	0,12
1	19	2,4	100×200	0,02	133,3	0,26	0,01	0,03	1,30	0,06	0,09
2	85	8,1	100×200	0,02	133,3	1,18	0,20	1,60	1,30	1,15	2,75
3	131	0,7	100×200	0,02	133,3	1,82	0,43	0,30	0,20	0,42	0,72
4	213	3,4	100×200	0,02	133,3	2,96	1,02	3,47	1,50	8,34	11,81
5	360	3,8	100×200	0,02	133,3	5,00	2,65	10,07	0,60	9,53	19,60
6	920	2,4	200×200	0,04	200,0	6,39	2,51	6,01	1,30	33,70	39,71

Сумма 75 Па

Таблиця 9.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи В3

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _е	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	117	-	100x200	0,018	133,3	1,81	-	0,00	2,20	4,55	4,55
1	117	3,6	100x200	0,02	133,3	1,63	0,35	1,25	1,50	2,52	3,77
2	237	0,5	100x200	0,02	133,3	3,29	1,24	0,62	0,20	1,38	1,99
3	354	3,6	100x200	0,02	133,3	4,92	2,57	9,25	0,50	7,68	16,93
4	474	0,5	200x200	0,04	200,0	3,29	0,75	0,37	0,20	1,38	1,75
5	674	7,6	200x200	0,04	200,0	4,68	1,41	10,75	2,60	36,17	46,92

Сумма 76 Па

Таблиця 10.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи В4

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _е	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	267	-	100x200	0,018	133,3	4,12	-	0,00	2,20	23,72	23,72
1	267	0,5	100x200	0,02	133,3	3,71	1,54	0,77	0,20	1,75	2,51
2	365	8,1	100x200	0,02	133,3	5,07	2,72	22,01	1,30	21,21	43,23

Сумма 69 Па

Таблиця 11.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи В5

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _з	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	50	-	100x200	0,018	133,3	0,77	-	0,00	2,20	0,83	0,83
1	50	0,9	100x200	0,02	133,3	0,69	0,08	0,07	0,20	0,06	0,13
2	100	0,9	100x200	0,02	133,3	1,39	0,26	0,24	0,20	0,24	0,48
3	150	5,6	100x200	0,02	133,3	2,08	0,54	3,04	1,60	4,41	7,45
4	300	3,5	100x200	0,02	133,3	4,17	1,90	6,65	1,30	14,33	20,98

Сумма 30 Па

Таблиця 12.

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних каналів системи В6

№ ділянки	Навантаження, L	Довжина, l	Розміри каналу, a×b _i чи d	Площа, F _i	Еквівалентний діаметр, d _з	Швидкість, v	Питомі втрати на тертя, R	Втрати на тертя, ΔP _{тр}	Сума к.м.с.	Втрати в МС, Z	Суммар. втрати ΔP
	м ³ /Г	м	мм×мм	м ²	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
амн	50	-	100x200	0,018	133,3	0,77	-	0,00	2,20	0,83	0,83
1	50	0,9	100x200	0,02	133,3	0,69	0,08	0,07	0,20	0,06	0,13
2	100	0,9	100x200	0,02	133,3	1,39	0,26	0,24	0,20	0,24	0,48
3	150	5,6	100x200	0,02	133,3	2,08	0,54	3,04	1,60	4,41	7,45
4	300	3,5	100x200	0,02	133,3	4,17	1,90	6,65	1,30	14,33	20,98

Сумма 30 Па

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 7525:2014 «Вода питна».
2. ДБН В.2.5-64:2012 «Внутрішній водопровід та каналізація».
3. СНиП 3.05.01-85* «Внутрішні санітарно-технічні системи».
4. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія».
5. Chorna, M., Bezghinova, L., Dorokhov, O., Zhuvahina, I., & Volosov, A. (2021). Efficiency of Retail Enterprises in Context of Achievement of Competitive Advantages: Ukrainian Realities. *TEM Journal*, 10(3), 1072.
6. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».
7. ДБН В.2.2-15-2005 «Будинки і споруди. Житлові будинки».
8. Iryna, Z. STRATEGIC TRANSFORMATION OF THE UKRAINIAN PEAT INDUSTRY: FROM STATE-OWNED STAGNATION TO PRIVATE-SECTOR MODERNIZATION. *технологій та дизайну*, 2026.
9. ДСТУ Б В.2.7-80-98 «Цегла та камені силікатні».
10. ДСТУ ГОСТ 2.104:2006 «Єдина система конструкторської документації. Основні написи».
11. Жувагіна, І. О. (2021). Тенденції інноваційного розвитку соціально-орієнтованої економіки країни.
12. ДСТУ Б А.2.4-41:2009 «Система проектної документації для будівництва. Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря. Робочі креслення».
13. «Курсове і дипломне проектування з вентиляції громадських і промислових будівель» В. П. Титов, Е. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. І. Новожилов. Київ, 2022 р.
14. Довідник проектувальника. Внутрішні санітарно-технічні пристрої. Частина І. «Опалення» В. М. Богословський, Б. А. Крупнов, А. М. Сканаві, під редакцією І. Г. Староверова та Ю. І. Шиллера. Київ, 2000 р.
15. Каталог алюмінієвих радіаторів GLOBAL.
16. Довідник з теплопостачання і вентиляції. Підручник 1-й. Р. В. Щокін, С. М. Кореневський, Г. Е. Беем. Київ, 2022 р.
17. Каталог фірми RENAУ «Трубопровідна система RAUTITAN для водопровідної і радіаторного розведення».
18. Каталог балансувальних клапанів Danfoss.
19. Каталог фірми Danfoss «Радіаторні терморегулятори RTD».

20. Каталог фірми Арктос «Пристрої для подачі і видалення повітря».
21. Каталог фірми Арктика «Повітроводи і фасонні вироби».
22. Каталог фірми Арктика «Обладнання для систем вентиляції».
23. Програма підбіру вентиляторів фірми Sistemair.
24. Каталог фірми Remak «Блоки для кондиціонування повітря AeroMassterNT».
25. Каталог фірми Remak «Водяні обігрівачі з регулюючою арматурою»
26. ДСТУ Б А.2.4-16:2008. «Автоматизація технологічних процесів».
27. ДСН 3.3.6.042-99. «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».
28. ГН 2.2.5.552-96 «Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони».
29. ДБН В.2.5-28:2018 «Природне та штучне освітлення».
30. ДСН 3.3.6.037-99 Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
31. Chorna, M., Bezghinova, L., Dorokhov, O., Zhuvahina, I., & Volosov, A. (2021). Efficiency of Retail Enterprises in Context of Achievement of Competitive Advantages: Ukrainian Realities. *TEM Journal*, 10(3), 1072.
32. Жувагіна, І. О., & Замарайкіна, Т. С. (2022). Потенціал торговельного підприємства: загальнонаукові підходи до формування та реалізації.
33. Жувагіна, І. О. (2021). Тенденції інноваційного розвитку соціально-орієнтованої економіки країни.
34. Chorna, M., Buhrimenko, R., Smirnova, P., Shynkar, S., & Zhuvakina, I. (2019). USE OF CONSOLIDATION STRATEGIES IN ORDER TO IMPROVE THE CORPORATE SECURITY: METHODOLOGICAL ASPECT. *Journal of Security & Sustainability Issues*, 8(4), 783.
35. Zhuvahina, I. (2026, April). Strategic transformation of the Ukrainian peat industry: from state-owned stagnation to private-sector modernization. In *Імперативи економічного зростання в контексті реалізації Глобальних цілей сталого розвитку*. Київський національний університет технологій та дизайну.