

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини і установки»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Оптимізація енергоефективності системи теплопостачан-
ня приватного житлового будинку»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

В. М. Арсеньєв

Консультант з охорони праці

В.В. Фалько

Здобувач

Н. С. Колесник

СУМИ 2021

Зміст

	С.
Вступ.....	4
1 Схемне рішення кліматичної системи	7
1.1 Загальні відомості	7
1.2 Принципова схема.....	9
2 Режими роботи кліматичної системи.....	11
2.1 Загальні положення.....	11
2.2 Моновалентний режим роботи кліматичної системи	12
2.3 Бівалентний режим	13
2.4 Режим кондиціювання повітря	14
3 Розрахунок циклу теплового насоса	17
3.1 Схемні рішення і процеси	17
3.2 Розрахунок варіантів циклу теплового насоса.....	21
4 Оптимізація вартості енергоспоживання системи теплопостачання, яка працює в бівалентному режимі.....	38
4.1 Загальна характеристика	38
4.2 Розрахункова модель	41
4.3 Результати розрахунку	46
5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	57
4.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів при експлуатації системи теплопостачання приватного житлового будинку.....	57

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.		Колесник			Пояснювальна записка «Оптимізація енергоефективності системи теплопостачання приватного житлового будинку»	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Арсеньєв				2	65	
Н. контр.		Шарапов				СумДУ, Х.м-01		
Затв.		Ванєєв						

5.2 Розрахунок заземлення теплогенераторної як захисту від враження електричним струмом	62
5.7 Заходи з охорони навколишнього середовища	65
Висновки	66
Список використаної літератури	67

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.		Колесник			Пояснювальна записка «Оптимізація енергоефективності системи теплопостачання приватного житлового будинку»	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Арсеньєв					3	65
Н. контр.		Шарапов				СумДУ, Х.м-01		
Затв.		Ванєєв						

ВСТУП

В умовах зростаючого дефіциту та росту цін на паливно-енергетичні ресурси, посилення вимог до забезпечення екологічної чистоти технологічних процесів і охорони довкілля, зростання потреб споживача в тепловій енергії для покращення побутових і соціальних умов життя проблема енергозбереження для економіки України в цілому й для її житлово-комунального сектору зокрема стає дуже актуальною. Нині проблема енергозбереження може бути вирішена як за рахунок зниження теплових втрат, так і шляхом впровадження сучасної техніки генерації, розподілу, регулювання та споживання теплоти. Одним із найбільш ефективних видів сучасної техніки нетрадиційної енергетики є теплові насоси (ТН) завдяки їх можливості використовувати поновлювану та нетрадиційну енергію.

Теплонасосні технології одержали широкий розвиток у світі, зарекомендувавши себе як найбільш перспективні технології тепlopостачання ХХІ століття. Останніми роками у світі в цілому та особливо у Європі спостерігається стрімкий зліт цих технологій, темпи якого вражають і не залишають сумніву в тому, що у найближчому майбутньому ТН замістять більшу частку традиційних технологій одержання низькотемпературної теплоти.

В Україні значного впровадження теплонасосної технології в теплоенергетичну галузь не спостерігалось. Так, у 80 – 90 рр. минулого століття застосування ТН в Україні відбувалося у вигляді окремих установок, що зумовлювалося несприятливими пропорціями цін на електричну енергію і паливо, які виключали можливість економічного використання теплонасосної техніки порівняно з газовими котлами та теплоелектроцентралями (ТЕЦ). Сучасна ситуація, що склалася у сфері зовнішнього забезпечення України природним газом, спричинена переходом на ринкові принципи ціноутворення (як і прогноз її розвитку), ясно вказує на необхідність вжиття заходів із заміщення природного газу в усіх сферах економіки, а особливо у житлово-комунальному секторі.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Зростання ціни на природний газ зумовлює підняття рівня конкурентоспроможності ТН порівняно з існуючими теплогенераторами, що неминуче приведе до їх широкого впровадження в Україні. Використання ТН дасть змогу знизити затрати на теплопостачання, витіснити з енергетичного балансу країни значну кількість природного газу, забезпечить екологічну чистоту теплопостачання й загальне зниження обсягів викидів шкідливих і парникових газів. Таким чином, найбільш очікуваною зміною в структурі теплового балансу України є активний розвиток ТН, оскільки їх використання забезпечує, крім економічного, значний енергозберігаючий та екологічний ефект. Однак наведені в літературі системні дослідження з використання теплонасосних систем (ТНС) теплопостачання, які включають системи низькотемпературного водяного опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, є недостатніми, і в них відсутні аналітичні залежності, які давали б змогу визначити параметри енергетичної ефективності роботи ТНС у різних умовах їх практичного застосування. Тому питання умов ефективного використання альтернативних теплонасосних технологій у системах теплопостачання є актуальним і відкритим.

Так, відповідно до “Енергетичної стратегії України на період до 2030 року” передбачається скорочення залежності від імпорту енергоносіїв з 54,5% до 11,7 %. При цьому планується обмеження імпорту природного газу та значне збільшення частки вугілля й атомної енергетики в загальному паливно-енергетичному балансі країни, що забезпечить певну стабільність паливної складової на теплову й електричну енергію та підвищить рівень енергетичної безпеки країни, але може призвести до погіршення стану довкілля, а отже, стимулюватиме розвиток нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії. Водночас прогнозоване відставання темпів зростання цін на електричну енергію від цін на природний газ створює економічно вигідні умови для використання електричної енергії в системах побутового теплозабезпечення, а це приверне увагу споживача до ТНУ

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

На основі зазначених вище передумов можна зробити висновок, що найбільш очікуваною зміною в структурі теплового балансу країни є активний розвиток ТН, оскільки їх використання забезпечує, крім економічного, значний енергозберігаючий та екологічний ефект, тому що до кожної одиниці енергії, виробленої електростанціями, ТН залучає ще 2 – 5 одиниць енергії теплоти доквілля.

Енергоефективність. Це як ніколи актуальна фраза сьогодення і золотий стандарт для сучасного будинку. А в прагненні витратити менше ресурсів, заощадити трохи грошей і піклуватися про планету – багато чого можна зробити. Але перш ніж ми заглибимося в деталі, варто більш чітко визначити, що насправді означає енергоефективність. Будинки не зовсім герметичні. А коли зовнішній світ пробирається всередину, це означає, що буде витрачатися більше енергії на 2 досить важливі процеси: опалення та кондиціонування.

Простіше кажучи, енергоефективність означає робити більше з меншими витратами. Так, наприклад, енергозберігаючі лампочки випромінюють таку ж кількість світла, але споживають менше енергії та виділяють менше тепла, ніж лампочки старого зразка.

Чому це так важливо? Тому що енергоефективність управляє й обмежує наш рівень споживання енергії.

- Вона зберігає середовище проживання диких тварин і допомагає захистити планету.
- Це допомагає скоротити нашу залежність від викопного палива, що забруднює планету.
- Це також допомагає платити якомога менше за рахунками за електроенергію.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1 СХЕМНЕ РІШЕННЯ КЛІМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ

1.1 Загальні відомості

Головним завданням при розробці даної кліматичної системи є ціло-річне забезпечення комфортних умов за параметрами повітря всередині житлових приміщень і забезпечення гарячим водопостачанням. Таким чином кліматична установка повинна об'єднувати наступні функції:

- Водяне опалення;
- Літній режим кондиціонування;
- Гаряче водопостачання з акумуляцією гарячої води.

У основних житлових приміщеннях опалення реалізується на базі системи «тепла підлога» з тепловим навантаженням на першому поверсі 8 кВт і на другому поверсі – 5 кВт. Для подібної системи опалення передбачається подача нагрітої технічної води з температурою 40 °С на вході і 35 °С на виході.

Для допоміжних приміщень, коридори і підвал опалення реалізується на базі опалювальних приладів (конвектора і батарей). Теплове навантаження на опалення допоміжних приміщень складає 7 кВт з температурним рівнем води 70/60 °С. Для приміщення підвалу теплове навантаження складає 3 кВт з температурним режимом 40/35 °С.

Загальне теплове навантаження (максимальне) на систему опалення складає 23 кВт.

Режим літнього кондиціонування повітря реалізується шляхом подачі технічної води, охолодженої до 7 °С у внутрішньому блоці теплового насосу. При цьому тепловий насос працює в режимі холодильної машини. Охолоджена вода циркулює через фанкойли, які розміщуються в основних приміщеннях. На виході з фанкойлів приймається температура води рівна 12 °С (стандартний режим 7/12°С).

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За попереднім розрахунком холодопродуктивність фанкойлів приймається рівною 14 кВт. За попередніми оцінками для опалення необхідно два теплових насоси, а для кондиціювання достатньо одного.

У осінньо-весняний період року фанкойли можна використовувати і у якості опалювальних приладів шляхом подачі у них теплої води від теплового насосу. При цьому система «тепла підлога» може бути задіяна або блокована. Використання фанкойлів в опалювальних цілях має бути погоджено з поставником обладнання.

Основними елементами системи гарячого водопостачання являється ємкісний водонагрівач, у якому є гріючий теплообмінний блок отримує теплоносій від двох паралельних працюючих установок: теплового насосу і газового котел.

З розрахунку добового вживання гарячої води необхідне теплове навантаження на водонагрівач у зимовий період складає 26,3 кВт, а у літній – 23,4 кВт (більш тепла санітарна вода що надходить на нагрів). Розрахункова температура нагріву санітарної води і її підтримка рівна 55 °С. Температура санітарної води з водопроводу 10...12 °С. розрахунковий період часу нагріву – 8 годин.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Принципова схема

Принципова схема комутації обладнання даної кліматичної системи представлена на рисунку 1.1. Компонівка обладнання в спеціальному при-міщенні (теплогенераторна) дана на рисунку 1.2.

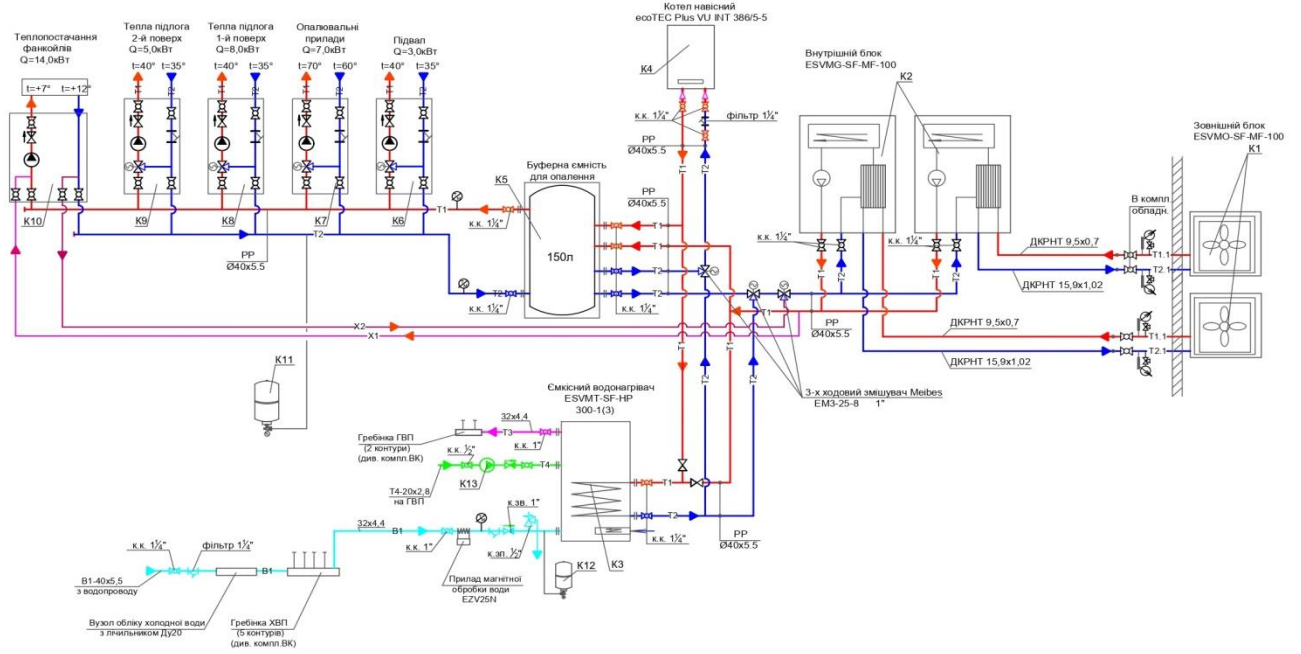


Рисунок 1.1 – Принципова схема поєднання обладнання бівалентної ТНУ.

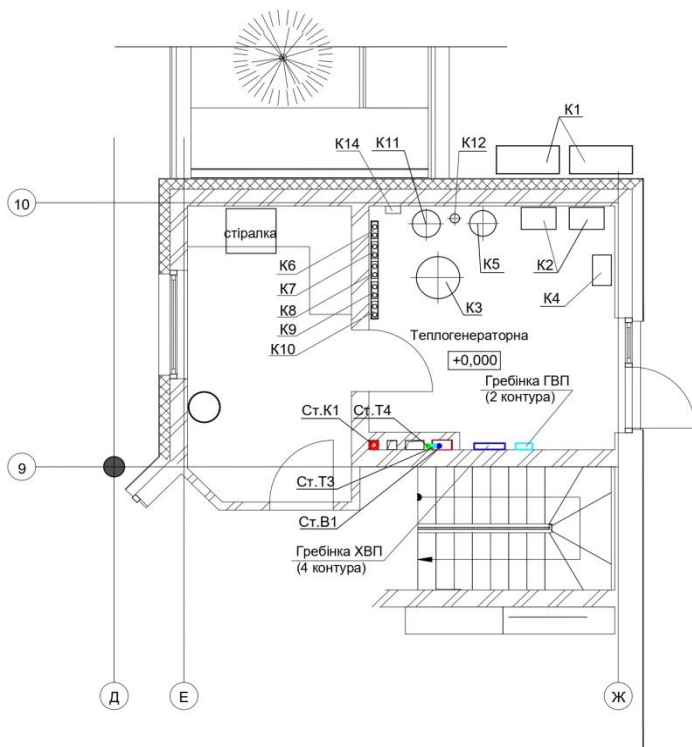


Рисунок 1.2 – Компонівка обладнання теплогенераторної

									Аркуш
									9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					

У відповідності до схеми на рисунку 1.1 система включає в себе наступне основне обладнання:

- Зовнішній блок двох теплових насосів фірми Electrolux ESVMG-SF-MF-140(3);
- Внутрішній блок двох теплових насосів даного типу Electrolux ESVMG-SF-MF-140(3);
- Газовий конденсаційний котел фірми Vaillant, ecoTEC Plus VU INT 386/5-5 теплопродуктивністю 7,1...38,1 кВт;
- Ємкісний водонагрівач фірми Electrolux ESVMG-SF-HP-300-1(3)
- Буфера ємність для опалення об'ємом 150л.
- Вказані в розділі 1.1 опалювальні прибори.

Окрім цього обладнання система містить насосні групи для прямої подачі і змішування, різні пристрої для обліку, фільтрації і обробки холодної води для гарячого водопостачання, змішувачі та інша необхідна арматура.

Усі з'єднувальні трубопроводи прийняті поліпропіленові Ekorplastik Fiber Basalt Plus, запірна арматура Giacomini, Італія.

Примітка. Теплогенераторну можна не опалювати.

					XM 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2 РЕЖИМИ РОБОТИ КЛІМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ

2.1 Загальні положення

Багатофункціональність кліматичної системи, що розглядається обумовлена підтримкою різних режимів роботи. На базі системи по схемному рішенню на рисунку 1.1 можна реалізувати наступні режими роботи:

- Моновалентний режим опалення або гарячого водопостачання.
- Бівалентний режим поєднання опалення і гарячого теплопостачання.
- Режим літнього кондиціювання повітря.

Для спрощення опису режимів опалення і гарячого водопостачання на рисунку 2.1 представлена схема системи з зазначенням точок стану мережевої води (1м, 2м,....17м). На даному рисунку також представлені позначення вентилів і змішувачів, що забезпечують рух або блокують потоки мережевої води.

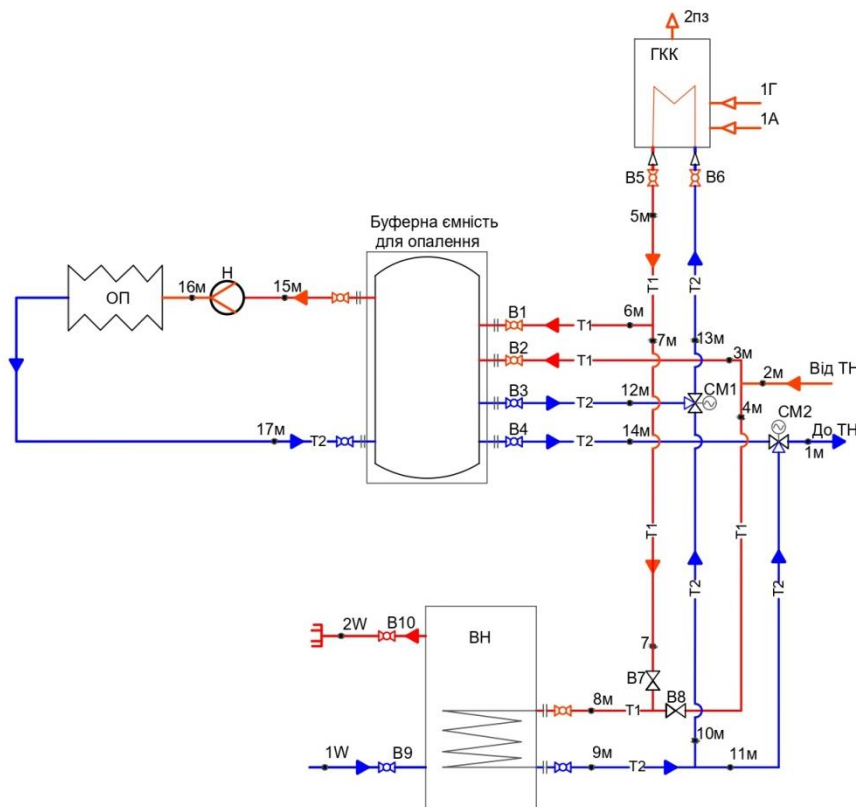


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема кліматичної системи.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.2 Моновалентний режим роботи кліматичної системи

Для будь-яких цілей моновалентний режим пов'язаний з роботою тільки одного джерела нагріву мережевої води або теплового насосу або газового котла.

Для літнього періоду року, коли тепловий насос перетворюється в холодильну машину для кондиціонування повітря, нагрів санітарної води в ємкості водонагрівача може реалізувати лише тільки за рахунок роботи газового котла.

У такому випадку повинна бути забезпечена циркуляція мережевої води в наступній послідовності: 5м – 7м – 8м – 9м – 10м – 13м – 5м. усі розгалуження або приєднання до потоку по вказаній трасі повинно бути виключено, шляхом перекриття відповідної арматури і клапанів у змішувачах.

У осінньо-весняний період року також можлива реалізація моновалентного режиму з функціонуванням теплових насосів без підтримки газовим котлом. У опалювальний період теплове навантаження суттєво нижче і теплопродуктивності двох теплових насосів буде вистачати і на опалення і на гаряче водопостачання без підключення газового котла.

У подібному режимі роботи закриваються крани на вході і виході з газового котла (В5 і В7), а також крани перед буферною ємністю (В1 і В3). Для даного режиму теплове навантаження насосу повинно забезпечувати максимальний нагрів мережевої води від 50 до 55 °С.

При збільшенні часу нагріву санітарної води (більше ніж 8 годин) теплове навантаження зменшується і може з'явитися можливість роботи тільки на базі одного теплового насосу, що підвищує економічність теплопостачання.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Бівалентний режим

У зимовий період року теплопостачання на базі теплового насосу типу «повітря-вода» становиться не раціональним в силу наступних факторів:

1. З однієї сторони при зниженні температури зовнішнього повітря зростає теплове навантаження на опалення и таким чином загальна потреба теплопродуктивність.
2. З іншої сторони зменшення теплопродуктивності теплового насосу, якщо для компресора неможливо змінити об'ємну геометричну продуктивність (що зазвичай реалізується для гвинтових компресорів великої холодопродуктивності).

З урахуванням цих обставин для підтримання потрібних умов по опаленню і гарячого водопостачання потрібно або добавляти резервний тепловий насос або ж включати в роботу теплогенератори: газовий котел або електричні котли.

Представлена на рисунку 1.1 і 2.1 схемні рішення дозволяють в залежності від зміни теплопродуктивності теплових насосів шляхом змішування мережевої води, нагрітої в конденсаторі теплового насосу (стан 2м і $t_{3м}=t_{4м}=t_{2м}$), і мережевої води нагрітої в газовому котлі (стан 5м і $t_{6м}=t_{7м}=t_{5м}$), забезпечують необхідну кількість води, і температури, і відповідно, теплоти на виході з буферної ємності і на вході у водонагрівач.

Для економічності оцінки впливу часткового розподілення потоків мережевої води від теплових насосів і газового котла виконана в розділі 4 розрахунки, на базі яких можна сформулювати і описати алгоритм для автоматичного регулювання системи у бівалентному режимі роботи в залежності від зміни цін на споживані енергоносії.

Даний бівалентний режим не враховує наявність в системі електронагрівачів у зовнішньому блоці теплового насосу і в ємності водонагрівача. Ці нагрівачі пристрої використовуються як резервні або додаткові.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

2.4 Режим кондиціювання повітря

На рисунку 1.1 показано, що після змішування потоків мережевої води з теплових насосів має місце розгалуження на потоки до буферної ємності (лінії T1) і на потік до фанкойлів (лінії X1). Зворотні потоки там маркеровані як лінії T2 і X2.

В режимі кондиціювання повітря ніякого розгалуження мережевої води не здійснюється, так як з внутрішніх блоків теплового насосу вода виходить охолодженою і після її нагріву на 5 °С у фанкойлах повертається у внутрішній блок без заходу в буферну ємність. Буферна ємність використовується для змішування тільки в режимі опалення. Відповідно схеми, відкриття і закриття ліній X1 і X2 здійснюється шляхом впливу на вентиль фанкойлів (зліва на рисунку 1.1).

На рисунку 2.2 представлена схема внутрішнього блоку теплового насосу з елементами для інверта (зворотнього) режиму теплового насосу в режимі холодильної машини

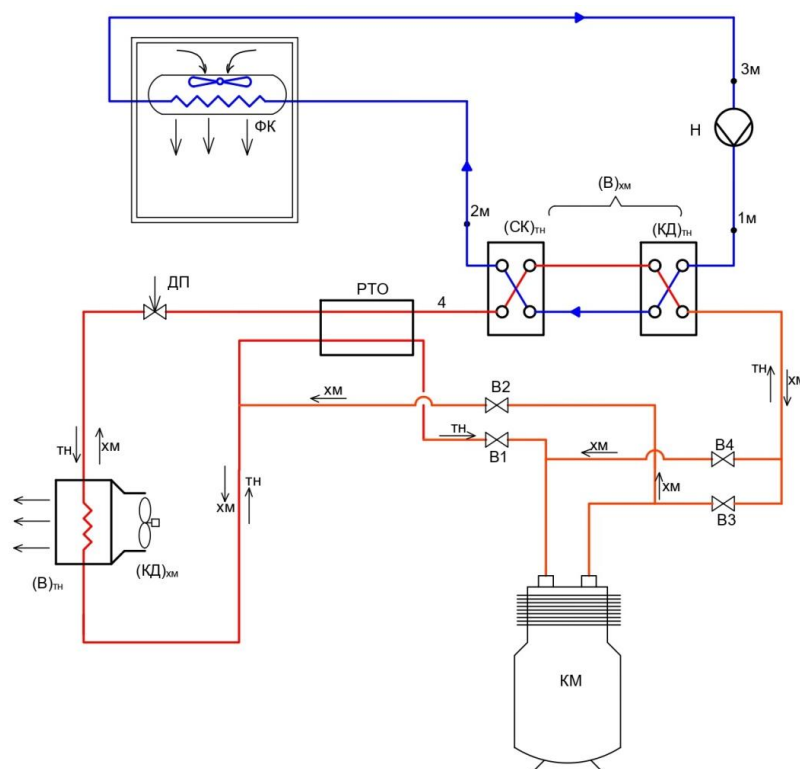


Рисунок 2.2 – Схема інверта (зміни) режиму теплового насосу на режим холодильної машини.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

Головне перетворення у схемному режимі теплового насосу, щоб він працював як холодильна машина, складається у наступному:

- Функцію конденсатора повинен виконувати теплообмінний апарат зовнішнього блоку, тобто випарник теплового насосу стає конденсатором повітряного охолодження.
- Функцію випарника холодоагенту, і відповідно, охолоджувача мережевої води від 12 °С до необхідних 7 °С повинен виконувати комплект: конденсатор і субкулер теплового насосу;
- Регенеративний теплообмінник теплонасосної схеми втрачає своє призначення, так як у режимі холодильної машини він повинен розміщуватися після конденсатора, а не перед субкулером. Тому, що у режимі холодильної машини виконується обвідна лінія відносно цього теплообмінника.
- Дросельний пристрій повинний бути зворотнім по напрямленню, і в цьому випадку у тепловому насосі застосовують не дросельні вентиля, а капілярні трубки.
- Порожнини всмоктування і нагнітання для компресорів об'ємного типу (головним чином, гвинтові) при інверті не міняються місцями;
- Зміна напрямлення потоку холодоагенту реалізується за допомогою вентилів (на рис.2.2 вентиля В1, В2, В3, В4) або трьо-чотирьохходові вентиля.

На рисунку 2.2 напрямок потоків холодоагенту показані стрілками з індексами режимів, ТН або ХМ.

У режимі теплового насосу має бути:

- Відкриті вентиля В1 і В3.
- Закриті вентиля В2 і В4.

Холодоагент після компресору через вентиль В3 поступає на конденсацію і переохолодження, при цьому буде проходить нагрів мережевої води, з використанням її теплоти, наприклад, у фанкойлі. Після цього

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

конденсат переохолоджується в регенеративному теплообміннику, дрослюється і кипить у випарнику зовнішнього блоку. Після випарника пара перегрівається в регенеративному теплообміннику і через вентиль В1 надходить на всмоктування у компресор.

У режимі холодильної машини відкриті вентилі В2 і В4, а вентилі В1 і В3 закриті.

Холодоагент після компресора надходить через вентиль В2, минаючи регенеративний теплообмінник до зовнішнього блоку де конденсується за рахунок відбіру теплоти потоку зовнішнього пістря. Після цього конденсат дрослюється і не перекидаючи ніяких змін в регенеративному теплообміннику (транзитом) кипить послідовно у субкулері і конденсаторі (пластинчасті апарати) за рахунок теплоти, що відбирається від мережевої води для фанкойлів. Далі пара холодоагенту через вентиль В4 надходить на всмоктування до компресору і цикл замикається.

Для безклапанних компресорів можливе використання зворотнього обертання двигуна.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16

3 РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

3.1 Схемні рішення і процеси

На рисунку 3.1 представлена принципова схема одноступінчатого пароконпресорного насоса

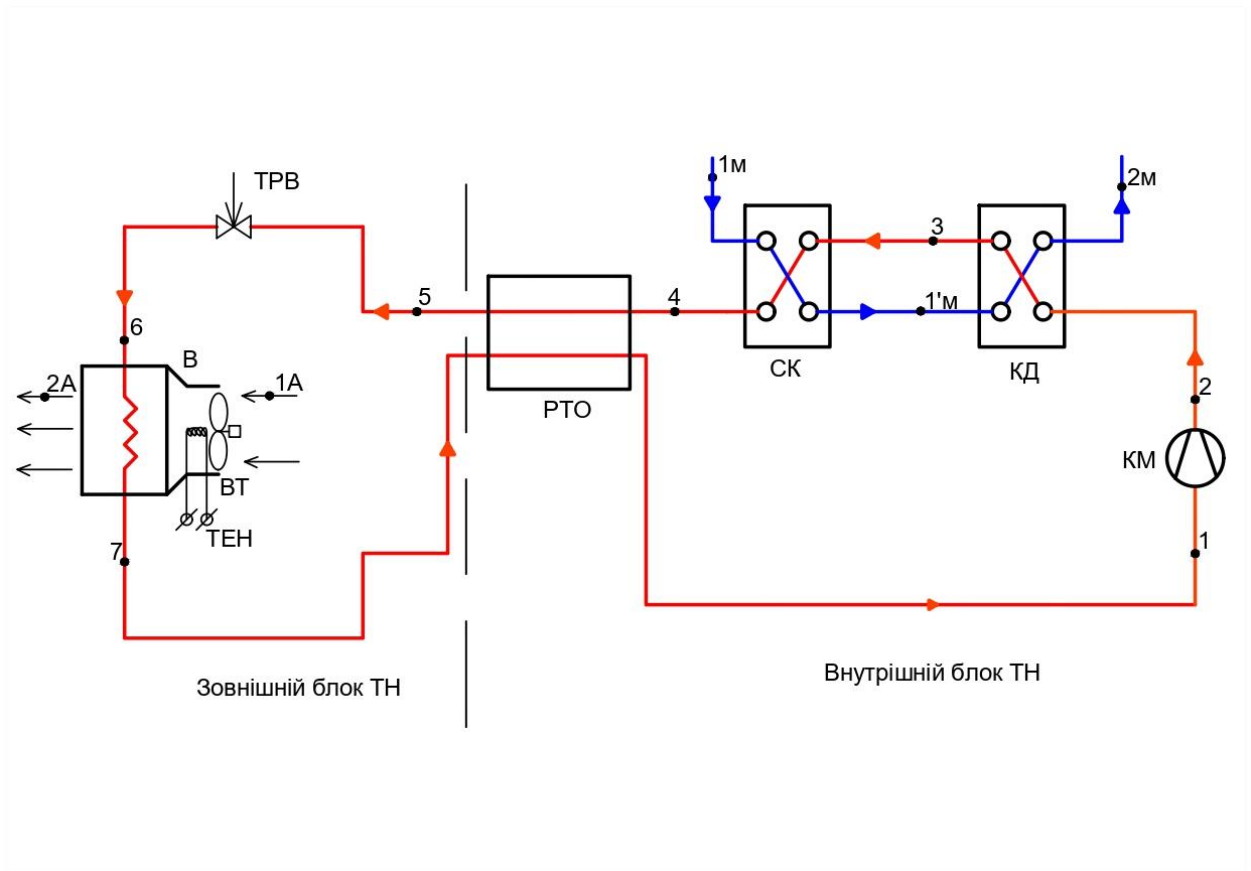


Рисунок 3.1 Принципова схема теплового насоса

КМ - компресор; КД - конденсатор; СК - субкулер; РТО – регенеративний теплообмінник; ТРВ – терморегулювальний вентиль; В – випарник; ВТ - вентилятор; ТЕН – теплоелектронагрівач; 1,2...7 – вузлові точки стану холодоагента; 1_А, 2_А – зовнішнього атмосферного повітря; 1_М1'_М, 2_М – мережевої води.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

На рисунку 3.2 наведено зображення процесів холодоагенту у T,s - і p,h-діаграмах.

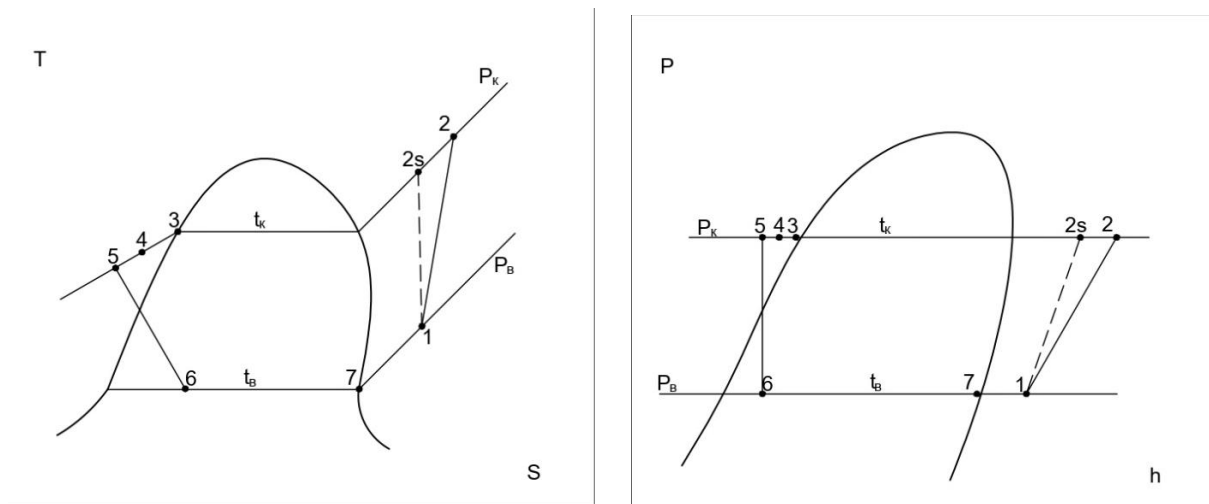


Рисунок 3.2 Процеси у T,s - і p,h-діаграмі

Відповідно до схеми робоча речовина (холодоагент) здійснює зворотній термодинамічний цикл в такій послідовності: компресор (КД); конденсатор (КД пластинчатого типу); субкулер (СК, - переохолоджувач холодоагенту); регенеративний теплообмінник (РТО, лінія рідини); терморегулювальний вентиль (ТРВ); випарник (В); регенеративний теплообмінник (РТО – парова лінія); компресор (лінія відсмоктування).

У випарнику за рахунок теплообміну між повітрям і холодоагентом проходить процес кипіння рідкої фази холодоагенту процес 6-7. Чим нижче температура атмосферного повітря, який за рахунок вентилятора (ВТ) переміщується через теплообмінний блок випарника (В) тим нижче температура кипіння холодоагенту, t_b .

В конденсаторі (К), в процесі 2-3 проходить охолодження парів холодоагенту і їх перехід в рідкий стан. Теплота, яка відбирається від холодоагенту для реалізації процесу 2-3 передається мережевій воді з її нагрівом від стану $1'_m$ до 2_m .

Для підвищення енергоефективності теплового насоса (ТН) конденсат переохолоджують в субкулері (процес 3-4). Теплота переохолодження передається також мережевій воді, для її початкового нагріву від стану 1_m до $1'_m$.

В регенеративному теплообміннику також переохолоджується конденсат, процес 4-5, але це теплота передається не зовнішньому джерелу, а використовується для перегріву пара холодоагенту перед компенсатором з ціллю виключення «вологого» ходу компресора, процес 7-1.

На діаграмі також показано ідеальний процес стиснення холодоагенту при відсутності теплообміну (в адіабатних умовах), процес 1-2s, процес по лінії $S_1 = \text{const}$; Знаючи параметри в точці 2s ($p_{2s} = p_k$ і $s_{2s} = s_1$) і приймаючи достовірне значення адіабати ККД компресора, визначаємо параметри холодоагенту в стані точки 2, тобто розраховується реальний процес стиснення.

Зв'язок стану холодоагенту в регенеративному теплообміннику знаходиться з рівняння теплового балансу РТО, а саме:

$$\frac{\dot{Q}_{P\text{TO}}}{\dot{m}_a} = h_1 - h_7 = h_4 - h_5;$$

Де \dot{m} - масова витрата холодоагенту, однаковий в будь-якому сеченні кола циркуляції холодоагенту.

Основним режимним параметром теплового насоса являється **теплопродуктивність**, подалі позначається \dot{Q}_T .

Основним параметром енергоефективності являється коефіцієнт перетворення. Однак, цей параметр можна розглянути в декількох модифікаціях:

- $\text{COPe} = \dot{Q}_T / N_e$, тобто відношення теплопродуктивності до коефіцієнта потужності (на валу компресора).
- $\text{COPe} = \dot{Q}_T / N_{\text{ел}}$, де $N_{\text{ел}}$ потужність електропривода компресора;

- $COP_e = \dot{Q}_T / \sum N_{el}$, коефіцієнт перетворення для тепло насосної установки, де $\sum N_{el}$ – сумарна потужність електропривода компресора, Ю вентилятора і насосів, належних в контур установки.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок варіантів циклу теплового насоса

У даному розділі виконуємо розрахунок параметрів циклу теплового насоса для п'яти режимів роботи з середнім навантаженням по температурі зовнішнього повітря, $t_{zc}=-4,7^{\circ}\text{C}$.

При зміні температури зовнішнього повітря нижче $-4,7^{\circ}\text{C}$ включається попередній обігрів повітря за рахунок роботи тепло нагрівача (рис 3.1)

Теплове навантаження на ТЕН визначається по формулі:

$$\dot{Q}_{\text{ТЕН}} = G_A \cdot c_p (-4,7 - t_{1A}), \text{ кВт}$$

Де G_A – масова витрата повітря через вентилятор і теплообмінний блок; $c_p=1,006 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – ізобарна теплоємність повітря; t_{1A} – розрахункова температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$.

Для режиму максимального навантаження для ТЕН, $t_{1A,\text{max}}=-22^{\circ}\text{C}$,

$$\dot{Q}_{\text{ТЕН}} = 4,75 \text{ кВт}$$

У таблиці 3.1 приведені параметри холодоагенту (табличні і розрахункові) для наступних варіантів температури конденсації холодоагенту: 30, 35, 40, 45, і 50°C холодоагенту, $t_{\text{п}}=-10^{\circ}\text{C}$, відповідній для циркуляції через теплообмінний блок випарника повітря з температурою $-4,7^{\circ}\text{C}$:

Таблиця 3.1 Режим ТН: А(-4,7)/W28

точка параметри	1	2s	2	3	4	5	6	7
t, $^{\circ}\text{C}$	0	59,4	70,87	30	25	діагр	-10	-10
p, бар	5,759	18,698	18,698	18,698	18,698	18,698	5,759	5,759
h, кДж/кг	428,53	463,44	475,08	250,36	241,18	232,92	232,92	420,27
s, Дж/(кг·К)	1869,85	1869,85	1904,3	1171,5	діагр	діагр	діагр	1839
V, м ³ /кг	0,04891							

Таблиця 3.2 Режим ТН: А(-4,7)/W32

точка параметри	1	2s	2	3	4	5	6	7
t, °C	0	66,61	79,03	35	30	діагр	-10	-10
p, бар	5,759	21,214	21,214	21,214	21,214	21,214	5,759	5,759
h, кДж/кг	428,53	467,35	480,29	259,94	250,36			420,27
s, Дж/(кг·К)	1869,85	1869,85	1907,3	1202,1	діагр	діагр	діагр	1839
V, м ³ /кг	0,04891	0,01565						

Таблиця 3.3 Режим ТН: А(-4,7)/W37

точка параметри	1	2s	2	3	4	5	6	7
t, °C	0	73,8	87,79	40	35	діагр	-10	-10
p, бар	5,759	23,981	23,981	23,981	23,981	23,981	5,759	5,759
h, кДж/кг	428,53	471,16	486,14	270,02	259,94			420,27
s, Дж/(кг·К)	1869,85	1869,85	1912,18		діагр	діагр	діагр	1839
V, м ³ /кг	0,04891	0,01301	0,01405					

Таблиця 3.4 Режим ТН: А(-4,7)/W42

точка параметри	1	2s	2	3	4	5	6	7
t, °C	0	80,96		45	40	діагр	-10	-10
p, бар	5,759	27,014	27,014	27,014	27,014	27,014	5,759	5,759
h, кДж/кг	428,53	474,89		280,7	270,02			420,27
s, Дж/(кг·К)	1869,85	1869,85			діагр	діагр	діагр	1839
V, м ³ /кг	0,04891	0,01161						

Таблиця 3.5 Режим ТН: А(-4,7)/W47

точка параметри	1	2s	2	3	4	5	6	7
t, °C	0	88,09		50	45	діагр	-10	-10
p, бар	5,759	30,333	30,333	30,333	30,333	30,333	5,759	5,759
h, кДж/кг	428,53	478,53	497,97	292,16	280,7			420,27
s, Дж/(кг·К)	1869,85	1869,85			діагр	діагр	діагр	1839
V, м ³ /кг	0,04891	0,01039						

Розрахунок параметрів у вузлових точках циклу теплового насоса для різних режимів роботи по величині температури конденсації.

Режим А(-4,7)/W27

- Питома адіабатна робота компресора;

$$l_s = h_{2s} - h_1$$

При використанні Refrigerant calculator [] для точки 2s отримуємо:

$$h_{2s} = 463,44 \text{ кДж/кг}$$

$$t_{2s} = 59,4 \text{ °C}$$

$$s_{2s} = s_1 = 1869,85 \text{ Дж/(кг·К)}$$

$$v_{2s} = 0,0165 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$l_s = 463,44 - 428,53 = 34,91 \text{ кДж/кг}$$

- Питома індикаторна робота компресора

$$l_i = l_s / \eta_s \text{ - де } \eta_s = 0,7 \dots 0,8 \text{ - адіабатичний к.к.д. компресора;}$$

$$l_i = 34,91 / 0,75 = 46,547 \text{ кДж/кг}$$

- Питома ефективна робота компресора:

$$l_e = l_i / \eta_{мех} \text{ - де } \eta_{мех} = 0,95 \dots 0,97 \text{ - механічний к.к.д. компресора;}$$

$$l_e = 46,547 / 0,96 = 48,486 \text{ кДж/кг}$$

- Питома ентальпія в точці 2:

$$h_2 = h_1 + l_i = 428,53 + 46,547 = 475,08 \text{ кДж/кг}$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

По діаграмі для R410A при $p_4=18,698$ бар і температурі $t_4=25^\circ\text{C}$ визначимо:

$$h_4=241,18 \text{ кДж/кг}$$

$$s_4=1142 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$$

- Параметри в точці 5:

$$h_5=h_4-(h_1-h_7)$$

$$h_5=241,18-(428,53-420,27)=241,18-8,26=232,92 \text{ кДж/кг}$$

По діаграмі для R410A знаходимо:

$$t_5=$$

$$s_5=$$

- Параметри в точці 6:

$$h_6=h_5=232,92 \text{ кДж/кг}; t_6=-10^\circ\text{C};$$

масовий паровміст

$$x_6 = \frac{h_6 - h'}{h'' - h'} = \frac{232,92 - 184,74}{420,27 - 184,74} = 0,204,$$

Де h' і h'' - питома ентальпія холодоагенту при $x=0$ $x=1$ для температури насичення, рівній температурі кипіння, тобто при $t_6=t_7=-10^\circ\text{C}$. Для величини s_6 і v_6 можна використовувати відповідні рівняння для стану насиченої пари: $s_6=s'+(s''-s')\cdot x_6$; $v_6=v'+(v''-v')\cdot x_6$.

Після визначення питомої ентальпії у вузлових точках переходимо до розрахунку питомих, режимних і енергетичних параметрів для компонентів теплового насоса:

- Питоме теплове навантаження на конденсатор;

$$q_{кд} = h_2 - h_3 = 475,08 - 250,36 = 224,72 \text{ кДж/кг}$$

- Питоме теплове навантаження на субкулер;

$$q_{ск} = h_3 - h_4 = 250,36 - 241,18 = 9,18 \text{ кДж/кг}$$

- Питома теплопродуктивність;

$$q_T = q_{кд} + q_{ск} = 224,72 + 9,18 = 233,9 \text{ кДж/кг}$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник;

$$q_{pmo} = h_1 - h_7 = h_4 - h_5 \quad \text{кДж/кг}$$

$$q_{pmo} = 428,53 - 420,27 = 8,26$$

- Питоме теплове навантаження на випарник;

$$q_e = h_7 - h_6$$

$$q_e = 420,27 - 232,92 = 187,35 \quad \text{кДж/кг};$$

- Коефіцієнт перетворення по ефективній потужності компресора;

$$COP_e = q_m / l_e = 233,9 / 48,486 = 4,824;$$

- Коефіцієнт перетворення по потужності електроприводу компресора;

$$COP_{ел} = COP_e \cdot \eta_{ел} = 4,824 \cdot 0,92 = 4,45;$$

Де $\eta_{ел} = 0,9 \dots 0,94$ – к.к.д. електродвигуна.

Згідно інформації по характеристикам теплового насоса Electrolux ESVM-SF-MF-140 (3) теплопродуктивність теплового насоса для даного режиму складає $\dot{Q}_T = 15,5$ кВт. Даний параметр дозволяє визначити нижченаведені режимні параметри:

- Масова витрата холодоагенту:

$$\dot{m}_a = \dot{Q}_T / q_T = 15,5 / 233,9 = 0,0662 \quad \text{кг/с}$$

- Об'ємна витрата холодоагенту за умовами всмоктування в компресор (стан точки 1),

$$\dot{V}_1 = m_a \cdot v_1 = 0,0662 \cdot 0,04891 = 0,00324 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 11,65 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

- Теплове навантаження на випарник (холодпродуктивність)

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_a \cdot q_e = 0,0662 \cdot 187,35 = 12,415 \quad \text{кВт}$$

- Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,0662 \cdot 8,26 = 0,547 \quad \text{кВт};$$

- Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \dot{m}_a \cdot l_e = 0,0662 \cdot 46,547 = 3,085 \quad \text{кВт}$$

- Ефективна потужність компресора:

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$N_e = \dot{m}_a \cdot l_e = 0,0662 \cdot 48,486 = 3,213 \text{ кВт}$$

- Потужність електроприводу компресора:

$$N_{el} = N_e / \eta_{el} = 3,212 / 0,92 = 3,492 \text{ кВт}$$

- Масова витрата мережевої води через тепловий насос:

$$G_M^{TH} = \frac{\dot{Q}_T}{\tilde{c}_M (t_{2M} - t_{1M})}$$

Де t_1, t_2 – температура мережевої води на вході і виході з теплового насоса.

Для конденсатора і субкулера пластинчатого типа можна прийняти:

$$t_{2M} = t_K - 2 \dots 3^\circ\text{C}, t_{1M} = t_4 - (2 \dots 3^\circ\text{C}), \text{ або}$$

$$t_{2M} = 30 - 2 = 28^\circ\text{C}, t_{1M} = 25 - 3 = 22^\circ\text{C};$$

\tilde{c}_M - середня теплоємність мережевої води в інтервалі $t_2 - t_1$, з таблиці ()

$$\tilde{c}_M = 4,179 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

$$G_M^{TH} = \frac{15,5}{4,179 \cdot (28 - 22)} = 0,618 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 2,225 \frac{\text{т}}{\text{год}}$$

- Об'ємна витрата мережевої води через тепловий насос:

$$\dot{V}_M^{TH} = G_M^{TH} / \rho_M,$$

Де $\bar{\rho}_M = 997 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - густина мережевої води при середній температурі.

$$\dot{V}_M^{TH} = \frac{0,618}{997} = 0,0006198 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,231 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

- Масова витрата повітря через випарник теплового насоса:

$$G_A^{TH} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p (t_{1A} - t_{2A})} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p \cdot \Delta t_A}$$

Де $t_{1A} t_{2A}$ – температура атмосферного повітря на вході і виході через теплообмінний блок випарника (зовнішній блок теплового насоса). Відповідно схемного рішення температура t_{1A} рівна температурі навколишнього середовища. Охолодження повітря у випарнику можна прийняти 3°C , тобто $\Delta t_A = 3^\circ\text{C}$.

$$G_A^{TH} = \frac{12,415}{1,006 \cdot 3} = 4,11 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Об'ємна витрата повітря на виході в теплообмінний блок випарника:

$$\dot{V}_A^{TH} = G_A^{TH} / \rho_{1A}$$

Де $\rho_{1A} = \frac{P_{1A}}{R \cdot T_{1A}}$ густина повітря при тиску і температурі навколишнього середовища.

Приймаємо $p=100\text{кПа}$, $t_{1A}=4,7^\circ\text{C}=277,7\text{К}$.

$$\rho_{1A} = \frac{100}{0,287 \cdot 277,7} = 1,256 \text{ кг/м}^3$$

$$\dot{V}_A^{TH} = \frac{4,11}{1,256} = 3,27 \text{ м}^3/\text{с} = 11790 \text{ м}^3/\text{год}$$

У даному випарнику встановлюється 2 вентилятори з продуктивність кожного 6 тис.м³/год, наприклад вентилятор В012-303-8,5, $\Delta p_{\text{вт}}=100\text{Па}$, $\eta_{\text{вт}}=0,69$, $N_{\text{вт}}=0,37 \text{ кВт}$.

Режим А(-4,7)/W32

- Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 467,35 - 428,53 = 38,82 \text{ кДж/кг};$$

- Питома індикаторна робота компресора:

$$l_i = \frac{l_s}{\eta_s} = \frac{38,82}{0,75} = 51,76 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ефективна робота компресора:

$$l_e = \frac{l_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{51,76}{0,96} = 53,917 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ентальпія в стані точки 2:

$$h_2 = h_1 + l_i = 428,53 + 51,76 = 480,29 \text{ кДж/кг};$$

- Параметр в стані точки 5:

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 250,36 - (428,53 - 420,27) = 242,1 \text{ кДж/кг}$$

- Параметри в стані точки 6:

$$h_6 = h_5 = 242,1 \text{ кДж/кг}; \quad t_6 = -10^\circ\text{C};$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$x_6 = \frac{h_6 - h'}{h'' - h'} = \frac{242,1 - 184,74}{420,27 - 184,74} = 0,243;$$

- Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{кд} = h_2 - h_3 = 480,89 - 259,94 = 220,95 \text{ кДж/кг};$$

- Питоме теплове навантаження субкулер:

$$q_{ск} = h_3 - h_4 = 259,94 - 250,36 = 9,58 \text{ кДж/кг};$$

- Питома теплопродуктивність:

$$q_T = q_{кд} + q_{ск} = 220,95 + 9,58 = 230,53 \text{ кДж/кг}$$

- Питома теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{рто} = h_1 - h_7 = 428,53 - 420,27 = 8,26 \text{ кДж/кг};$$

- Питома теплове навантаження на випарник:

$$q_B = h_7 - h_6 = 420,27 - 242,1 = 178,17 \text{ кДж/кг};$$

- Коефіцієнт перетворення по N_e :

$$COP_e = \frac{q_T}{l_e} = \frac{230,53}{53,917} = 4,276;$$

- Коефіцієнт перетворення по $N_{ел}$:

$$COP_{ел} = COP_e \cdot \eta_{ел} = 4,276 \cdot 0,92 = 3,93$$

Через сталість умов всмоктування в компресорі для всіх розглянутих режимів, тобто $\dot{V}_1 = const$ і $v_1 = const$ і зневажаючи незначністю вимірювання коефіцієнта подачі компресора можна для подальшого розрахунку прийняти $\dot{m}_a = const$ або $\dot{m}_a = 0,0662 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

- Теплове навантаження на випарник:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,0662 \cdot 178,17 = 11,795 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{кд} = \dot{m}_a \cdot q_{кд} = 0,0662 \cdot 220,95 = 14,627 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на субкулер:

$$\dot{Q}_{ск} = \dot{m}_a \cdot q_{ск} = 0,0662 \cdot 9,58 = 0,635 \text{ кВт};$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{PTO} = 0,00662 \cdot 8,26 = 0,547 \text{ кВт};$$

- Теплопродуктивність теплового насоса:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a \cdot q_T = 0,00662 \cdot 230,53 = 15,261 \text{ кВт};$$

- Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \dot{m}_a \cdot l_i = 0,0662 \cdot 51,76 = 3,426 \text{ кВт};$$

- Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \dot{m}_a \cdot l_e = 0,0662 \cdot 53,917 = 3,57 \text{ кВт};$$

- Потужність електроприводу компресора:

$$N_{en} = N_e / \eta_{en} = 3,57 / 0,92 = 3,88 \text{ кВт};$$

- Температура мережевої води на вході і виході з теплового насоса:

$$t_{2M} = t_K - 3^\circ\text{C} = 32^\circ\text{C}$$

$$t_{1M} = t_4 - 3^\circ\text{C} = 30 - 3 = 27^\circ\text{C}$$

- Масова витрата мережевої води через тепловий насос:

$$G_M^{TH} = \frac{\dot{Q}_T}{\tilde{c}_M (t_{2M} - t_{1M})},$$

$$G_M^{TH} = \frac{15,261}{4,178 \cdot (32 - 27)} = 0,73 \text{ кг/с} = 2,63 \text{ м}^3 / 200 \text{ д};$$

- Об'ємна витрата мережевої води через тепловий насос:

$$\dot{V}_M^{TH} = G_M^{TH} / \rho_M,$$

$$\dot{V}_M^{TH} = \frac{0,73}{996} = 0,000733 \text{ м}^3 / \text{с} = 2,638 \text{ м}^3 / 200 \text{ д};$$

- Масова витрата повітря через випарник теплового насоса:

$$G_A^{TH} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p (t_{1A} - t_{2A})} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p \cdot \Delta t_A},$$

$$G_A^{TH} = \frac{11,795}{1,006 \cdot 3} = 3,91 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

- Об'ємна витрата повітря на виході в теплообмінний блок випарника:

$$\dot{V}_A^{TH} = G_A^{TH} / \rho_{1A},$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\dot{V}_A^{TH} = \frac{3,91}{1,256} = 3,112 \text{ м}^3/\text{с} = 11202 \text{ м}^3/\text{год};$$

Режим А (-4,7)/W37

- Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 471,16 - 428,53 = 42,63 \text{ кДж/кг};$$

- Питома індикаторна робота компресора:

$$l_i = \frac{l_s}{\eta_s} = \frac{42,63}{0,74} = 57,61 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ефективна робота компресора:

$$l_e = \frac{l_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{57,61}{0,96} = 60 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ентальпія в стані точки 2:

$$h_2 = h_1 + l_i = 428,53 + 57,61 = 486,138 \text{ кДж/кг};$$

- Параметр в стані точки 5:

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 259,94 - (428,53 - 420,27) = 251,68 \text{ кДж/кг}$$

- Параметри в стані точки 6:

$$h_6 = h_5 = 251,68 \text{ кДж/кг}; \quad t_6 = -10^\circ\text{C};$$

$$x_6 = \frac{h_6 - h'}{h'' - h'} = \frac{251,68 - 184,74}{420,27 - 184,74} = 0,284;$$

- Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{\text{КД}} = h_2 - h_3 = 486,138 - 270,02 = 216,12 \text{ кДж/кг};$$

- Питоме теплове навантаження субкулер:

$$q_{\text{СК}} = h_3 - h_4 = 270,02 - 259,94 = 10,08 \text{ кДж/кг};$$

- Питома теплопродуктивність:

$$q_T = q_{\text{КД}} + q_{\text{СК}} = 216,12 + 10,08 = 226,2 \text{ кДж/кг}$$

- Питома теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{\text{РТО}} = h_1 - h_7 = 428,53 - 420,27 = 8,26 \text{ кДж/кг};$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Питома теплове навантаження на випарник:

$$q_B = h_7 - h_6 = 420,27 - 251,68 = 168,59 \text{ кДж/кг};$$

- Коефіцієнт перетворення по N_e :

$$COP_e = q_T / l_e = 226,2 / 60 = 3,77;$$

- Коефіцієнт перетворення по $N_{ел}$:

$$COP_{ел} = COP_e \cdot \eta_{ел} = 3,77 \cdot 0,92 = 3,47$$

- Теплове навантаження на випарник:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,0662 \cdot 168,59 = 11,16 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_a \cdot q_{КД} = 0,0662 \cdot 216,12 = 14,307 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на субкулер:

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_{СК} = 0,0662 \cdot 10,08 = 0,667 \text{ кВт};$$

- Теплопродуктивність теплового насоса:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{КД} + \dot{Q}_{СК} = 14,307 + 0,667 = 14,974 \text{ кВт};$$

- Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \dot{m}_a \cdot l_i = 0,0662 \cdot 57,61 = 3,814 \text{ кВт};$$

- Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \dot{m}_a \cdot l_e = 0,0662 \cdot 60 = 3,972 \text{ кВт};$$

- Потужність електроприводу компресора:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел} = 3,972 / 0,92 = 4,317 \text{ кВт};$$

- Температура мережевої води на вході і виході з теплового насоса:

$$t_{2M} = t_K - 3^\circ\text{C} = 37^\circ\text{C}$$

$$t_{1M} = t_4 - 3^\circ\text{C} = 35 - 3 = 32^\circ\text{C}$$

- Масова витрата мережевої води через тепловий насос:

$$G_M^{TH} = \frac{\dot{Q}_T}{\tilde{c}_M (t_{2M} - t_{1M})},$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_M^{TH} = \frac{14,974}{4,174 \cdot 5} = 0,717 \text{ кг/с} = 2,583 \text{ т/год};$$

- Об'ємна витрата мережевої води через тепловий насос:

$$\dot{V}_M^{TH} = G_M^{TH} / \rho_M,$$

$$\dot{V}_M^{TH} = \frac{0,717}{993,7} = 0,00072 \text{ м}^3/\text{с} = 2,597 \text{ м}^3/\text{год};$$

- Масова витрата повітря через випарник теплового насоса:

$$G_A^{TH} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p(t_{1A} - t_{2A})} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p \cdot \Delta t_A},$$

$$G_A^{TH} = \frac{11,16}{1,006 \cdot 3} = 3,698 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

- Об'ємна витрата повітря на виході в теплообмінний блок випарника:

$$\dot{V}_A^{TH} = G_A^{TH} / \rho_{1A},$$

$$\dot{V}_A^{TH} = \frac{3,698}{1,256} = 2,944 \text{ м}^3/\text{с} = 10600 \text{ м}^3/\text{год};$$

Режим А (-4,7)/W42

- Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 474,89 - 428,53 = 46,36 \text{ кДж/кг};$$

- Питома індикаторна робота компресора:

$$l_i = \frac{l_s}{\eta_s} = \frac{46,36}{0,73} = 63,507 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ефективна робота компресора:

$$l_e = \frac{l_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{63,507}{0,96} = 66,153 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ентальпія в стані точки 2:

$$h_2 = h_1 + l_i = 428,53 + 63,507 = 492,037 \text{ кДж/кг};$$

- Параметр в стані точки 5:

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 270,02 - (428,53 - 420,27) = 261,76 \text{ кДж/кг}$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Параметри в стані точки 6:

$$h_6 = h_5 = 261,76 \text{ кДж/кг}; \quad t_6 = -10^\circ\text{C};$$

$$x_6 = \frac{h_6 - h'}{h'' - h'} = \frac{261,76 - 184,74}{420,27 - 184,74} = 0,327;$$

- Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{\text{КД}} = h_2 - h_3 = 492,037 - 280,7 = 211,337 \text{ кДж/кг};$$

- Питоме теплове навантаження субкулер:

$$q_{\text{СК}} = h_3 - h_4 = 280,7 - 270,02 = 10,68 \text{ кДж/кг};$$

- Питома теплопродуктивність:

$$q_T = q_{\text{КД}} + q_{\text{СК}} = 211,337 + 10,68 = 220,017 \text{ кДж/кг}$$

- Питома теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{\text{РТО}} = h_1 - h_7 = 428,53 - 420,27 = 8,26 \text{ кДж/кг};$$

- Питома теплове навантаження на випарник:

$$q_B = h_7 - h_6 = 420,27 - 261,76 = 158,51 \text{ кДж/кг};$$

- Коефіцієнт перетворення по N_e :

$$COP_e = \frac{q_T}{l_e} = \frac{220,017}{66,153} = 3,356;$$

- Коефіцієнт перетворення по $N_{\text{ел}}$:

$$COP_{\text{ел}} = COP_e \cdot \eta_{\text{ел}} = 3,356 \cdot 0,92 = 3,087$$

- Теплове навантаження на випарник:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_B = 0,0662 \cdot 158,51 = 10,49 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{\text{КД}} = \dot{m}_a \cdot q_{\text{КД}} = 0,0662 \cdot 211,337 = 13,99 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на субкулер:

$$\dot{Q}_{\text{СК}} = \dot{m}_a \cdot q_{\text{СК}} = 0,0662 \cdot 10,68 = 0,707 \text{ кВт};$$

- Теплопродуктивність теплового насоса:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{\text{КД}} + \dot{Q}_{\text{СК}} = 13,99 + 0,707 = 14,697 \text{ кВт};$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \dot{m}_a \cdot l_i = 0,0662 \cdot 63,507 = 4,204 \text{ кВт};$$

- Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \dot{m}_a \cdot l_e = 0,0662 \cdot 66,153 = 4,379 \text{ кВт};$$

- Потужність електроприводу компресора:

$$N_{el} = N_e / \eta_{el} = 4,379 / 0,92 = 4,76 \text{ кВт};$$

- Температура мережевої води на вході і виході з теплового насоса:

$$t_{2M} = t_K - 3^\circ\text{C} = 45^\circ\text{C}$$

$$t_{1M} = t_4 - 3^\circ\text{C} = 45 - 3 = 42^\circ\text{C}$$

- Масова витрата мережевої води через тепловий насос:

$$G_M^{TH} = \frac{\dot{Q}_T}{\tilde{c}_M (t_{2M} - t_{1M})},$$

$$G_M^{TH} = \frac{14,697}{4,174 \cdot 5} = 0,7042 \frac{\text{кВт}}{\text{C}} = 2,535 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

- Об'ємна витрата мережевої води через тепловий насос:

$$\dot{V}_M^{TH} = G_M^{TH} / \rho_M,$$

$$\dot{V}_M^{TH} = \frac{0,7042}{993,7} = 0,000709 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,555 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

- Масова витрата повітря через випарник теплового насоса:

$$G_A^{TH} = \frac{\dot{Q}_a}{c_p (t_{1A} - t_{2A})} = \frac{\dot{Q}_a}{c_p \cdot \Delta t_A},$$

$$G_A^{TH} = \frac{10,49}{1,006 \cdot 3} = 3,475 \frac{\text{кВт}}{\text{C}};$$

- Об'ємна витрата повітря на виході в теплообмінний блок випарника:

$$\dot{V}_A^{TH} = G_A^{TH} / \rho_{1A},$$

$$\dot{V}_A^{TH} = \frac{3,475}{1,256} = 2,767 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 9962,1 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Режим А (-4,7)/W47

- Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 478,53 - 428,53 = 50 \text{ кДж/кг};$$

- Питома індикаторна робота компресора:

$$l_i = \frac{l_s}{\eta_s} = \frac{50}{0,72} = 69,444 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ефективна робота компресора:

$$l_e = \frac{l_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{69,444}{0,96} = 72,338 \text{ кДж/кг};$$

- Питома ентальпія в стані точки 2:

$$h_2 = h_1 + l_i = 428,53 + 69,444 = 497,974 \text{ кДж/кг};$$

- Параметр в стані точки 5:

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 280,7 - (428,53 - 420,27) = 272,44 \text{ кДж/кг}$$

- Параметри в стані точки 6:

$$h_6 = h_5 = 272,44 \text{ кДж/кг}; \quad t_6 = -10^\circ\text{C};$$

$$x_6 = \frac{h_6 - h'}{h'' - h'} = \frac{272,44 - 184,74}{420,27 - 184,74} = 0,372;$$

- Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{\text{КД}} = h_2 - h_3 = 497,974 - 292,16 = 205,814 \text{ кДж/кг};$$

- Питоме теплове навантаження субкулер:

$$q_{\text{СК}} = h_3 - h_4 = 292,16 - 280,7 = 11,46 \text{ кДж/кг};$$

- Питома теплопродуктивність:

$$q_T = q_{\text{КД}} + q_{\text{СК}} = 205,814 + 11,46 = 217,274 \text{ кДж/кг}$$

- Питома теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{\text{РГО}} = h_1 - h_7 = 428,53 - 420,27 = 8,26 \text{ кДж/кг};$$

- Питома теплове навантаження на випарник:

$$q_B = h_7 - h_6 = 420,27 - 272,44 = 147,83 \text{ кДж/кг};$$

- Коефіцієнт перетворення по N_e :

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$COP_e = q_T / l_e = 217,274 / 72,338 = 3,003;$$

- Коефіцієнт перетворення по $N_{ел}$:

$$COP_{ел} = COP_e \cdot \eta_{ел} = 3,0 \cdot 0,92 = 2,76$$

- Теплове навантаження на випарник:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_a \cdot q_e = 0,0662 \cdot 147,83 = 9,786 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_a \cdot q_{КД} = 0,0662 \cdot 205,814 = 13,625 \text{ кВт};$$

- Теплове навантаження на субкулер:

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_g = 0,0662 \cdot 11,46 = 0,759 \text{ кВт};$$

- Теплопродуктивність теплового насоса:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{КД} + \dot{Q}_{СК} = 13,625 + 0,759 = 14,384 \text{ кВт};$$

- Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \dot{m}_a \cdot l_i = 0,0662 \cdot 69,444 = 4,6 \text{ кВт};$$

- Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \dot{m}_a \cdot l_e = 0,0662 \cdot 72,338 = 4,79 \text{ кВт};$$

- Потужність електроприводу компресора:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел} = 4,79 / 0,92 = 5,206 \text{ кВт};$$

- Температура мережевої води на вході і виході з теплового насоса:

$$t_{2M} = t_K - 3^\circ C = 50 - 3 = 47^\circ C$$

$$t_{1M} = t_4 - 3^\circ C = 45 - 3 = 42^\circ C$$

- Масова витрата мережевої води через тепловий насос:

$$G_M^{TH} = \frac{\dot{Q}_T}{\tilde{c}_M (t_{2M} - t_{1M})},$$

$$G_M^{TH} = \frac{14,384}{4,174 \cdot 5} = 0,689 \text{ кг/с} = 2,481 \text{ м}^3 / \text{год};$$

- Об'ємна витрата мережевої води через тепловий насос:

$$\dot{V}_M^{TH} = G_M^{TH} / \rho_M,$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\dot{V}_M^{TH} = \frac{0,689}{990} = 0,000696 \cdot \text{м}^3/\text{с} = 2,505 \cdot \text{м}^3/\text{год};$$

- Масова витрата повітря через випарник теплового насоса:

$$G_A^{TH} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p(t_{1A} - t_{2A})} = \frac{\dot{Q}_e}{c_p \cdot \Delta t_A},$$

$$G_A^{TH} = \frac{9,786}{1,006 \cdot 3} = 3,242 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

- Об'ємна витрата повітря на виході в теплообмінний блок випарника:

$$\dot{V}_A^{TH} = G_A^{TH} / \rho_{1A},$$

$$\dot{V}_A^{TH} = \frac{3,242}{1,256} = 2,581 \text{ м}^3/\text{с} = 9293 \text{ м}^3/\text{год};$$

Результати розрахунків параметрів циклу теплового насоса при $t_6 = \text{const}$ і t_k -varіе зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.6 Основні режимні параметри циклу ТН

Режим параметри	A(-4,7)/W28	A(-4,7)/W32	A(-4,7)/W37	A(-4,7)/W42	A(-4,7)/W47
$t_{1A}, ^\circ\text{C}$	-4,7				
$t_{2M}, ^\circ\text{C}$	28	32	37	42	47
$t_{1M}, ^\circ\text{C}$	22	27	32	37	42
$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	15,5	15,261	14,974	14,697	14,384
$G_M^{TH}, \text{м}^3/\text{год}$	2,225	2,63	2,583	2,535	2,481
$\dot{V}_M^{TH}, \text{м}^3/\text{год}$	2,231	2,638	2,597	2,555	2,505
$N_{en}, \text{кВт}$	3,492	3,88	4,317	4,76	5,206
COP_{en}	4,45	3,93	3,47	3,087	2,76
$N_{BT}, \text{кВт}$	0,37	0,35	0,33	0,31	0,29

4 ОПТИМІЗАЦІЯ ВАРТОСТІ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ЯКА ПРАЦЮЄ В БІВАЛЕНТНОМУ РЕЖИМІ

4.1 Загальна характеристика

Застосування теплонасосних установок у житловому секторі з метою гарячого водопостачання і опалення залежить від наступних чинників:

- Температурного рівня джерела низькопотенціальної теплоти споживача (в даному випадку від розрахункової температури зовнішнього атмосферного повітря і його можливого автономного підігріву в тепlopідігрівачі на вході в зовнішній блок теплового насоса);
- Співвідношення тарифів на використання води енергоресурсів (електрична енергія, природній газ та інші);

Оптимізаційні розрахунки вартості енергоспоживання аналізованої системи теплопостачання використані на базі методики, викладеної в розділі 4.2. Дана методика базується на зіставленні питомих фінансових затрат, пов'язаних тільки з оплатою потоків енергоносіїв і палива, необхідних для генерації рівновеликих кількостей теплоти порівнювальних схемних і режимних рішень системи теплопостачання.

Кінцева мета запропонованого оптимізаційного розрахунку співвідношення між теплопродуктивністю теплового насоса і тепловим потоком, який генерується в теплообміннику догріву (в даному випадку в газовому конденсаційному котлі). На відміну від моделі розрахунку викладеної в розділі 3.2 масові витрати теплоносія через конденсатор теплового насоса та газовий котел різні та необхідний рівень нагріву перед тепловою мережею та ємнісним водонагрівачем забезпечується за рахунок змішування потоків теплоносія.

Для теплової мережі опалення змішування потоків гарячого теплоносія після теплового насоса і газового котла реалізується в буферній ємності.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		38

Оптимізаційні розрахунки виконані для трьох розрахункових бівалентних режимів роботи теплосистеми по температурі мережевої води на вході та виході з теплового насоса; t_{1M}/t_{2M} : 30/35; 40/45; 50/55°C.

Основні режимні параметри параметрів теплових насосів типу «повітря-вода» фірми Електролюкс моделі ESVMO-SF-MF для указаних температур t_{1M}/t_{2M} приведені в таблицях 4.1, 4.2.

Дані параметри отримані на основі експериментальних даних підприємства виробника.

Таблиця 4.1. параметри теплових насосів моделей ESVMO-SF-MF «Electrolux»

Температура мережевої води на вході та виході з теплового насосу: $t_{1M}=30^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=35^{\circ}\text{C}$						
модель	ESVMO-SF-MF-100			ESVMO-SF-MF-120		
Температура зовнішнього повітря, $t_{зп}$, °C по сухому/вологодому термометру	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$
7/6	10	2,44	4,1	12,5	2,8	4,45
2/1	7,96	2,27	3,51	9,18	2,62	3,5
-7/-8	5,85	2,09	2,8	6,87	2,6	2,64
-15/-16	4,33	1,99	2,18	5,34	2,58	2,07

Температура мережевої води на вході та виході з теплового насосу: $t_{1M}=40^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=45^{\circ}\text{C}$						
модель	ESVMO-SF-MF-100			ESVMO-SF-MF-120		
Температура зовнішнього повітря, $t_{зп}$, °C по сухому/вологодому термометру	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$
7/6	9,0	2,80	3,2	11,0	3,14	3,5

2/1	6,32	2,4	2,63	7,81	2,98	2,62
-7/-8	5,21	2,76	1,89	6,05	2,76	2,19
-15/-16	4,19	2,65	1,58	4,9	2,85	1,72

Продовження таблиці 4.1

Температура мережевої води на вході та виході з теплового насосу: $t_{1M}=50^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=55^{\circ}\text{C}$						
модель	ESVMO-SF-MF-100			ESVMO-SF-MF-120		
Температура зовнішнього повітря, $t_{зп},^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$
7/6	7,23	3,12	2,32	10,2	3,9	2,6
2/1	5,65	2,99	1,89	7,78	3,67	2,12
-7/-8	4,67	2,82	1,65	6,01	3,53	1,7
-15/-16	3,36	2,67	1,26	4,31	3,33	1,29

Таблиця 4.2. параметри теплових насосів моделей ESVMO-SF-MF «Electrolux»

Температура мережевої води на вході та виході з теплового насосу: $t_{1M}=30^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=35^{\circ}\text{C}$						
модель	ESVMO-SF-MF-140(3)			ESVMO-SF-MF-160(3)		
Температура зовнішнього повітря, $t_{зп},^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$
7/6	14,2	3,23	4,4	15,5	3,78	4,1
2/1	9,1	2,89	3,15	13,24	3,57	3,71
-7/-8	7,96	2,93	2,71	8,25	3,34	2,58
-15/-16	5,58	2,79	2,14	5,93	3,12	1,9

Температура мережевої води на вході та виході з теплового насосу: $t_{1M}=40^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=45^{\circ}\text{C}$						
модель	ESVMO-SF-MF-100			ESVMO-SF-MF-120		
Температура зовнішнього повітря, $t_{зп},^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$
7/6	12,5	3,62	3,45	14,0	4,12	3,4
2/1	8,35	3,12	2,68	8,25	3,11	2,65
-7/-8	6,83	3,15	2,17	8,13	3,36	2,42
-15/-16	5,36	3,07	1,74	5,83	3,29	1,77

Температура мережевої води на вході та виході з теплового насосу: $t_{1M}=50^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=55^{\circ}\text{C}$						
модель	ESVMO-SF-MF-100			ESVMO-SF-MF-120		
Температура зовнішнього повітря, $t_{зп},^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$	$\dot{Q}_T, \text{кВт}$	$N_{ел}, \text{кВт}$	$COP_{ел}$
7/6	11,7	4,5	2,6	13,01	5,02	2,59
2/1	8,15	4,16	1,95	8,01	4,03	1,99
-7/-8	6,45	4,06	1,59	7,24	4,45	1,63
-15/-16	4,82	3,75	1,28	5,26	4,19	1,25

4.2 Розрахункова модель

В аналізованій бівалентній теплонасосній установці (БТНУ) мережева вода нагрівається в інтервалі температур входу і виходу з теплового насоса, тобто від температури t_{1M} до температури t_{2M} .

При розрахунку питомої вартості енергоспоживання будемо використовувати експериментальні дані для трьох режимів по температурі мережевої води (таблиці 4.1 і 4.2), 30/35; 40/45; 50/50.

Для будь якого з цих режимів необхідний догрів мережевої води перед буферною ємністю для опалення і ємкісним водонагрівачем для санітарної води забезпечується за рахунок нагріву частини мережевої води в газовому конденсаційному котлі.

Теплове навантаження на опалення суттєво залежить від температури зовнішнього атмосферного повітря, $t_{зп}$. Розрахунок тепловтрат через огороження приміщення виконуємо для двох температур зовнішнього повітря, що представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Показники необхідної теплопродуктивності об'єкта теплопостачання

Розрахунковий режим	Теплопродуктивність, кВт			Установлена потужність електродвигунів, кВт
	Витрата теплоти на опалення,	Витрата теплоти на ГВП,	Загальна витрата теплоти,	
$t_{зп}=-22^{\circ}\text{C}$	23,0	26,3	49,3	4,8
$t_{зп}=-4,7^{\circ}\text{C}$	13,5	26,3	39,8	

Для можливості використання в розрахунковій методиці величини \dot{Q}_{Σ} для інших режимів по зовнішній температурі (що приведені в таблицях 4.1 і 4.2) була виконана лінійна апроксимація залежності $\dot{Q}_{оп} = f(t_{нз})$ у вигляді:

$$\dot{Q}_{оп} = 10,32 - 0,5491 \cdot t, \text{кВт}$$

З урахуванням сталості навантаження га гаряче водопостачання

$$\dot{Q}_{ГВП} = 26,3, \text{кВт}$$

$$\dot{Q}_{\Sigma} = 26,3 + (10,32 - 0,5491 \cdot t), \text{кВт}.$$

На рисунку 4.1 представлено графіки змін $\dot{Q}_{оп}$ і \dot{Q}_{Σ} в залежності від температури зовнішнього повітря.

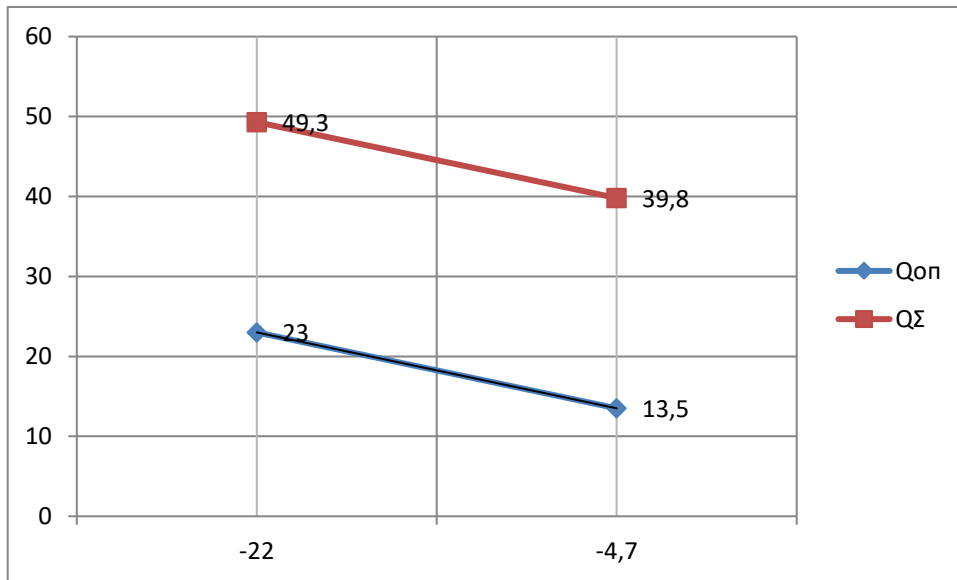


Рисунок 4.1 Графік змінення теплового навантаження на опалення і гаряче водопостачання в залежності від температури зовнішнього повітря

Для бівалентної теплонасосної установки баланс вартості енергозатрат можна представити у вигляді наступного виразу:

$$C_{БТНУ} = C_{ел} + C_{газ} + C_{в}, грн \quad (4.1)$$

Де $C_{БТНУ}$ – загальна вартість енергозатрат при експлуатації бівалентної ТНУ за розрахунковий період роботи, τ_p ;

$C_{ел}$ - вартість електроенергії для приводу обладнання за рахунок періоду її вживання, τ_p ;

$C_{газ}$ - вартість природного газу для котла за розрахунковий період його вживання, $\tau_{газ}$;

$C_{в}$ - вартість санітарної води і її водовідведення за період її нагріву, τ_w .

Формально вартість санітарної води не входить в категорію енергозатрат, але саме для її нагріву використовується від 50 до 70% загальної кількості енергозатрат.

Кожну складову вартості балансу (рів.4.1) можна представити у вигляді:

$$C_j = c_j \cdot J_j \cdot \tau_j, грн \quad (4.2)$$

У рівнянні 4.2 позначено:

c_j - ціна одиниці j -ого потоку енергії або маси, грн/кВт, (грн./т);

J_j - параметр інтенсивності потоку енергії або маси з розмірністю кВт, (т/год);

τ_j - час споживання j -ого потоку з розмірністю рік, година.

При створенні за допомогою бівалентної ТНУ необхідного сумарного потоку теплоти, \dot{Q}_Σ , рівняння 4.1 запишемо відносно питомої вартості даного потоку у вигляді:

$$C_{Q,БТНУ} = \frac{c_{el} \cdot \Sigma N_{el} \cdot \tau_{el} + c_{газ} \cdot V_{газ} \cdot \tau_{газ} + c_W \cdot V_W \cdot \tau_W}{\dot{Q}_\Sigma \cdot \tau_p} \text{ грн./кВт} \quad (4.3)$$

Де ΣN_{el} - сумарна електрична потужність компресорів, насосів і вентиляторів БТНУ;

$\dot{V}_{газ}$ - об'ємна витрата паливного газу для газового котла;

\dot{V}_W - об'ємна витрата санітарної води;

З урахуванням рівності $\tau_p = \tau_{el} = \tau_{газ} = \tau_W$, отримаємо:

$$C_{Q,БТНУ} = c_{el} \cdot \frac{\Sigma N_{el}}{\dot{Q}_\Sigma} + c_{газ} \cdot \frac{\dot{V}_{газ}}{\dot{Q}_\Sigma} + c_W \cdot \frac{\dot{V}_W}{\dot{Q}_\Sigma}, \quad (4.4)$$

Введемо до розгляду величину, яка становить частку теплопродуктивності теплового насоса у загальному тепловому навантаженні, тобто

$$\chi = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{\dot{Q}_\Sigma} \quad (4.5)$$

Для даної схеми прийнято 2 теплових насоса, тому розрахункове рівняння для долі χ буде мати вигляд:

$$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_\Sigma} \quad (4.6)$$

Після заміни в знаменнику рівняння (4.4) величини \dot{Q}_Σ на $\frac{2\dot{Q}_T}{\chi}$ отримаємо

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_{Q,БТНУ} = c_{ел} \cdot \frac{\chi}{COP_{ел}} + c_{газ} \cdot \tilde{g}_{газ} \cdot (1 - \chi) + c_w \cdot \frac{\dot{V}_w}{\dot{Q}_\Sigma} \quad (4/7)$$

У даному рівнянні величиною $\tilde{g}_{газ}$ позначено питому витрату газу на одиницю теплоти, генерується в газовому котлі БТНУ, тобто

$$\tilde{g}_{газ} = \frac{\dot{V}_{газ}}{\dot{Q}_{ГК}}, \frac{м^3}{год} / кВт, \quad (4.8)$$

Значення $\tilde{g}_{газ}$ залежить від теплоти згорання газу, Q_n^c к.к.д. котла $\eta_{ГК}$

$$\tilde{g}_{газ} = \frac{3,6}{\eta_{ГК} \cdot Q_n^c}, \frac{м^3}{кВт \cdot год} \quad (4.9)$$

У даному рівнянні Q_n^c питома теплота згорання газу в МДж/м³. Для природ-

ного газу марки Е: $Q_n^c = 34,01, \frac{МДж}{м^3} (9,45 \frac{кВт \cdot год}{м^3})$; марки LL:

$$Q_n^c = 29,25 \frac{МДж}{м^3} (8,125 \frac{кВт \cdot год}{м^3}).$$

Середні значення:

$$\tilde{g}_{газ} = (0,13...0,16) \frac{м^3}{кВт \cdot год} = (150...190) \frac{м^3}{Гкал}$$

У наведених рівняннях об'ємна витрата газу розглядається за нормальних умов.

Тарифні значення питомих вартостей електроенергії, природного газу і санітарної води зводимо до таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 Питома вартість енергетичних и матеріальних потоків на 1.11.2021 рік для населення міста Суми.

№	Вид потоку	Позначення	Розмірність	Величина
1	Електрична енергія з місячним обсягом споживання до 250 кВт·год	$c_{ел}$	$\frac{грн}{кВт \cdot год}$	1,44
2	Електрична енергія з місячним обсягом споживання понад 250 кВт·год	$c_{ел}$	$\frac{грн}{кВт \cdot год}$	1,68

3	Природний газ з середньо-зваженої вищої теплою згоряння $\eta_u=10,68$ $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^3}$	$c_{\text{газ}}$	$\frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$	7,99 плюс доставка 1,536 сумарно: 9,526
4	Холодна санітарна вода	c_w	$\frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$	водопостачання 13,75 водопідведення 13,37, сумарно: 27,12

З урахуванням даних тарифів рівняння (4.7) приймає наступний розрахунковий вигляд:

$$C_{Q, \text{БТНУ}} = 1,68 \cdot \frac{\chi}{\text{COP}_{\text{ел}}} + 9,526 \cdot 0,15(1 - \chi) + 27,12 \cdot \frac{0,2}{8 \cdot Q_{\Sigma}}, \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (4.10)$$

Величина $0,2/8$ – представляє кількість санітарної води вживаної на добу, яка нагрівається за 8 годин в ємності 200 літрів ($0,2\text{м}^3$)

4.3 Результати розрахунку

Кінцевий вигляд розрахункового рівняння для питомої вартості енергоспоживання при роботі теплонасосної установки в бівалентному режимі має вигляд:

$$C_{Q, \text{БТНУ}} = 1,68 \cdot \frac{\chi}{\text{COP}_{\text{ел}}} + 1,4289 \cdot (1 - \chi) + \frac{0,678}{\dot{Q}_{\Sigma}}, \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (4.11)$$

Допущення прийняті для розрахунку:

1. Через невизначене значення вживаної потужності для насосів і вентиляторів теплонасосної установки, коефіцієнт перетворення $\text{COP}_{\text{ел}}$ в розрахунку приймаємо по режимним даним теплового насосу.
2. За приближеною оцінкою і даними каталогу теплові насоси моделі ESVM-SF-MF фірми Електролюкс, потужність приводу насосів мережевої води для гідромодуля (внутрішнього блоку ТНУ) складає 0,2кВт. Зовнішній блок має 2 вентилятори, з середньою потужністю

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

приводу рівній 0,37 кВт. Таким чином загальна навантаження на при-
від насосів і вентиляторів, $N_0=2(0,2+0,37)=1,14$ кВт.

3. Не враховуюча доля в $COP_{ел}$ від електроживлення насосів і вентиля-
торів складає:

$$\Delta C_{Q,БТНУ} = \frac{1,68 \cdot 1,14}{\dot{Q}_\Sigma} = \frac{1,9152}{\dot{Q}_\Sigma}$$

4. При урахуванні цієї долі рівняння (4.11) приймає вигляд:

$$C_{Q,БТНУ} = 1,68 \cdot \frac{\chi}{COP_{ел}} + 1,4289 \cdot (1 - \chi) + \frac{2,5932}{\dot{Q}_\Sigma}, \quad (4.12)$$

Результати розрахунку $C_{Q,БТНУ}$ для різних режимів по температурі мережевої
води і зовнішнього повітря приведемо до таблиці 4.5-4.8. При цьому розра-
хунок виконуємо для чотирьох схем БТНУ з установкою чотирьох моделей
теплових насосів типу «повітря-вода»: ESVM-SF-MF-100; ESVM-SF-MF-
120; ESVM-SF-MF-140(3) і ESVM-SF-MF-160(3). У будь-якій схемі встано-
влюється два теплових насоси і один газовий котел.

Таблиця 4.5 Розрахункові значення питомої вартості енергозатрат для
бівалентного режиму ТНУ на базі теплового насосу ESVM-SF-MF-100 і га-
зового котла.

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=30^\circ\text{C}$ $t_{2M}=35^\circ\text{C}$							
Температура зо- внішнього пові- тря, $t_{пз}$, $^\circ\text{C}$ по су- хому/вологовому термометру.	\dot{Q}_Σ , кВт	$2\dot{Q}_T$ кВт	$COP_{ел}$	$\dot{Q}_{ГК}$ кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_\Sigma}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	20	4,1	13,38	0,6	0,4	0,8951
2/1	36,12	15,92	3,51	20,2	0,441	0,559	1,0816
-7/-8	41,06	11,7	2,8	29,36	0,285	0,715	1,26313
-15/-16	45,45	8,66	2,18	36,76	0,19	0,81	1,36087

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=40^{\circ}\text{C}$
 $t_{2M}=45^{\circ}\text{C}$

Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	18	3,2	15,38	0,539	0,471	1,02777
2/1	36,12	12,64	2,63	23,48	0,35	0,65	1,221406
-7/-8	41,06	10,42	1,89	30,64	0,254	0,746	1,3622
-15/-16	45,45	8,38	1,58	37,07	0,184	0,816	1,41868

Продовження таблиці 4.5

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=50^{\circ}\text{C}$
 $t_{2M}=55^{\circ}\text{C}$

Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	14,46	2,32	18,92	0,433	0,567	1,2014
2/1	36,12	11,3	1,89	24,82	0,313	0,687	1,3317
-7/-8	41,06	9,34	1,65	31,72	0,227	0,773	1,4062
-15/-16	45,45	6,72	1,26	38,73	0,148	0,852	1,4718

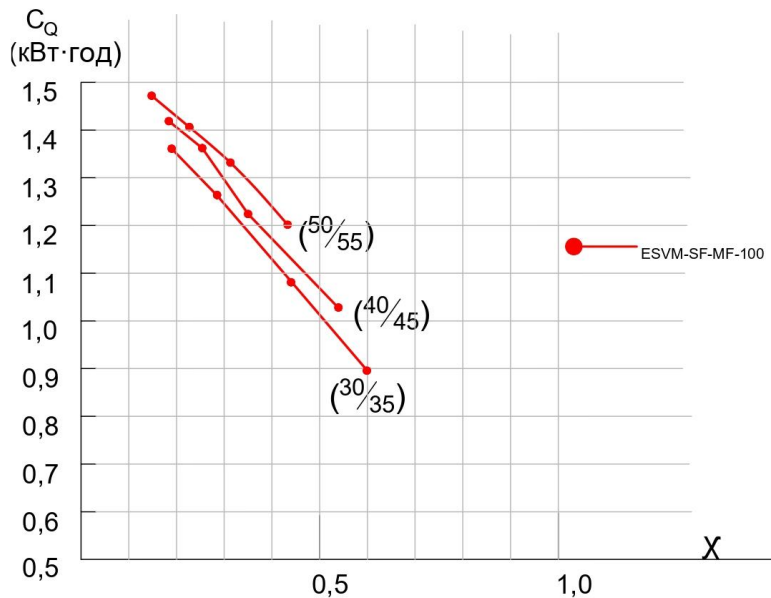


Рисунок 4.2 Залежність питомої вартості енергоспоживання від частки теплового навантаження теплового насосу ESVM-SF-MF-110.

Таблиця 4.6 Розрахункові значення питомої вартості енергозатрат для бівалентного режиму ТНУ на базі теплового насосу ESVM-SF-MF-120 і газового котла.

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=30^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=35^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{et}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	25	4,45	8,38	0,749	0,251	0,7191
2/1	36,12	18,36	3,5	17,76	0,508	0,492	1,01865
-7/-8	41,06	13,74	2,64	27,32	0,335	0,665	1,23386
-15/-16	45,45	10,68	2,07	34,77	0,235	0,765	1,34087

Продовження таблиці 4.6

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=40^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=45^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	22	3,5	11,38	0,659	0,341	0,88125
2/1	36,12	15,62	2,62	20,5	0,432	0,568	1,1604
-7/-8	41,06	12,1	2,19	28,96	0,295	0,705	1,3041
-15/-16	45,45	9,8	1,72	35,65	0,216	0,784	1,38827

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=50^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=55^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	20,4	2,6	12,98	0,611	0,389	1,01832
2/1	36,12	15,56	2,12	20,56	0,431	0,569	1,22638
-7/-8	41,06	12,02	1,7	29,04	0,293	0,707	1,37024
-15/-16	45,45	8,62	1,29	36,83	0,19	0,81	1,4619

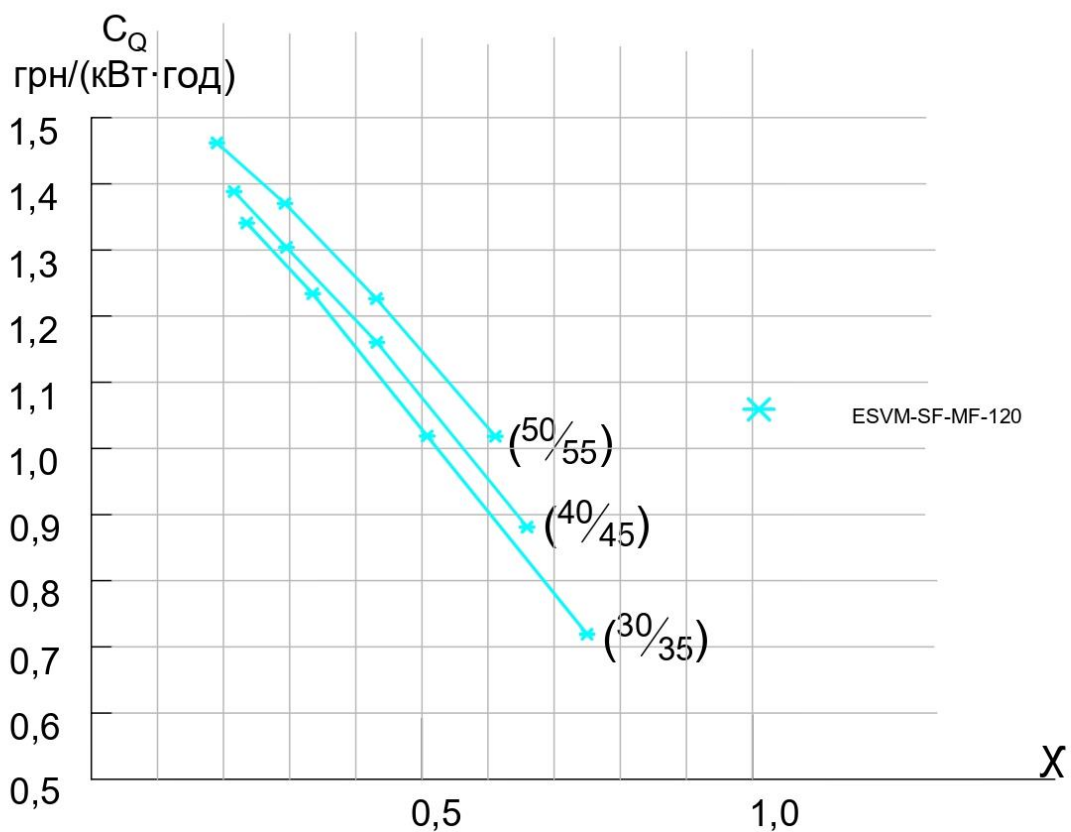


Рисунок 4.3 Залежність питомої вартості енергоспоживання від частки теплового навантаження теплового насосу ESVM-SF-MF-120.

Таблиця 4.7 Розрахункові значення питомої вартості енергозатрат для бівалентного режиму ТНУ на базі теплового насосу ESVM-SF-MF-140(3) і газового котла.

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=30^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=35^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	28,4	4,4	4,98	0,85	0,15	0,61656
2/1	36,12	18,2	3,15	17,92	0,504	0,496	1,04932
-7/-8	41,06	15,92	2,71	25,14	0,388	0,612	1,18548
-15/-16	45,45	11,96	2,14	33,49	0,263	0,737	1,3166

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=40^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=45^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	25	3,45	8,38	0,749	0,251	0,80106
2/1	36,12	16,7	2,68	19,42	0,462	0,538	1,13015
-7/-8	41,06	13,66	2,17	27,4	0,333	0,667	1,28134
-15/-16	45,45	10,72	1,74	34,73	0,236	0,764	1,3766

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=50^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=55^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологовому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	23,4	2,6	9,98	0,701	0,299	0,95787
2/1	36,12	16,3	1,95	19,82	0,451	0,549	1,24481
-7/-8	41,06	12,9	1,59	28,16	0,314	0,686	1,38246
-15/-16	45,45	9,64	1,28	35,81	0,212	0,788	1,46127

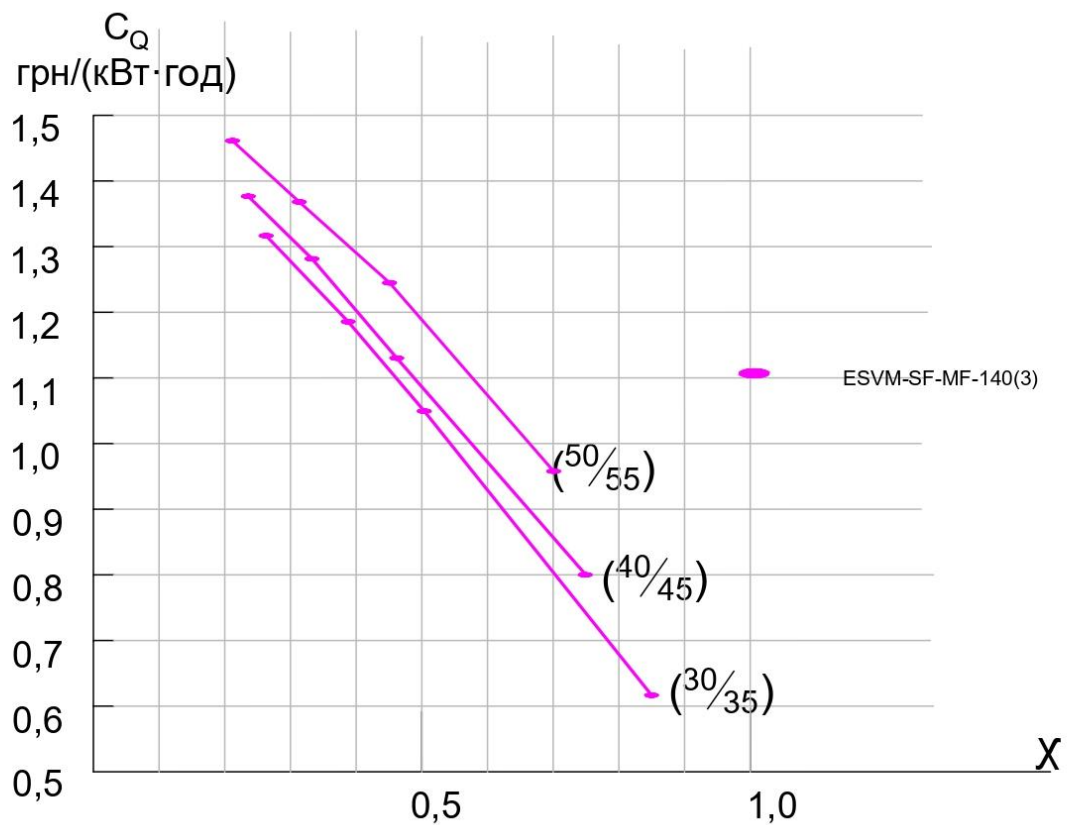


Рисунок 4.4 Залежність питомої вартості енергоспоживання від частки теплового навантаження теплового насосу ESVM-SF-MF-140(3).

Таблиця 4.8 Розрахункові значення питомої вартості енергозатрат для бівалентного режиму ТНУ на базі теплового насосу ESVM-SF-MF-160(3) і газового котла.

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=30^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=35^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	31	4,1	2,38	0,0929	0,071	0,5598
2/1	36,12	26,48	3,71	9,64	0,733	0,267	0,7852
-7/-8	41,06	16,5	2,58	24,56	0,402	0,598	1,1867
-15/-16	45,45	11,86	1,9	33,59	0,261	0,739	1,3438

Продовження таблиці 4.8

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=40^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=45^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год
7/6	33,38	28	3,4	5,38	0,839	0,161	0,7223
2/1	36,12	16,5	2,65	19,62	0,457	0,543	1,13740
-7/-8	41,06	16,26	2,42	24,8	0,396	0,604	1,20842
-15/-16	45,45	11,66	1,77	33,79	0,256	0,744	1,36313

Температура мережевої води на вході та виході з ТН: $t_{1M}=50^{\circ}\text{C}$ $t_{2M}=55^{\circ}\text{C}$							
Температура зовнішнього повітря, $t_{пз}$, $^{\circ}\text{C}$ по сухому/вологодому термометру.	\dot{Q}_{Σ} , кВт	$2\dot{Q}_T$, кВт	COP_{el}	$\dot{Q}_{ГК}$, кВт	$\chi = \frac{2\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Sigma}}$	$1 - \chi$	C_Q Грн/кВт·год

хому/вологому термометру.							
7/6	33,38	26,06	2,59	7,36	0,779	0,221	0,89876
2/1	36,12	16,02	1,99	20,1	0,443	0,557	1,29168
-7/-8	41,06	14,48	1,63	26,58	0,353	0,647	1,35878
-15/-16	45,45	10,52	1,25	34,93	0,231	0,769	1,46633

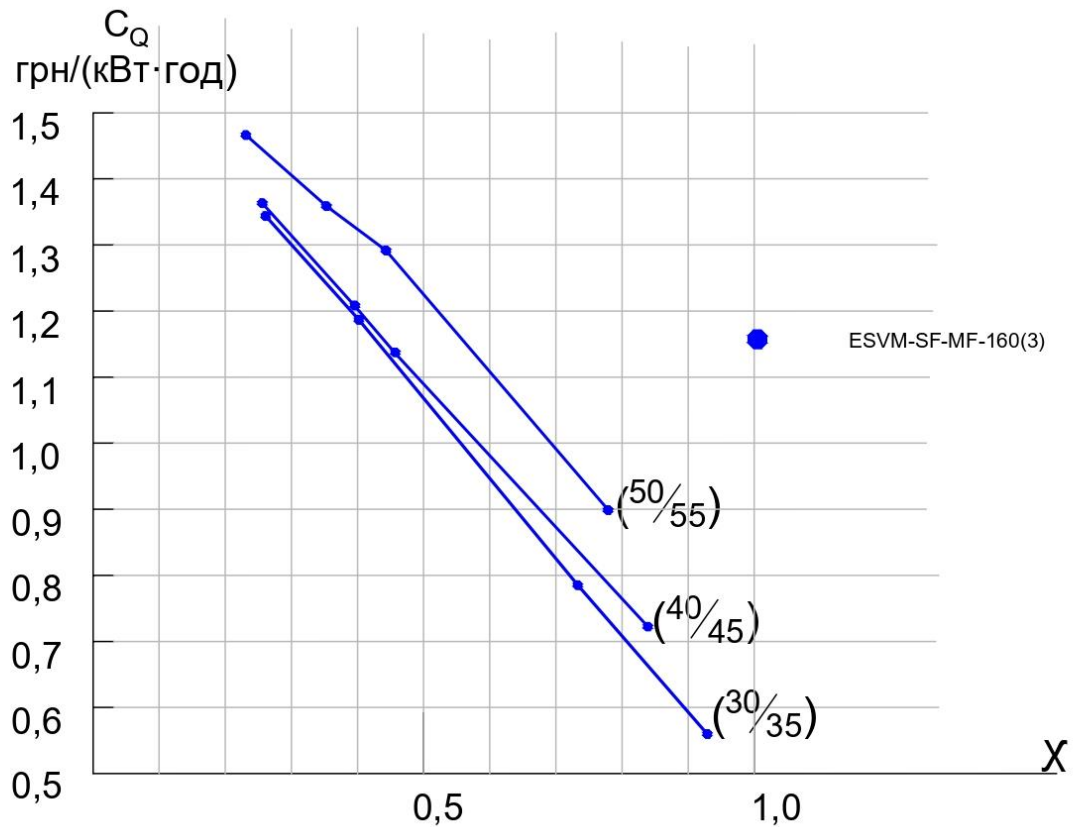


Рисунок 4.5 Залежність питомої вартості енергоспоживання від частки теплового навантаження теплового насоса ESVM-SF-MF-160(3).

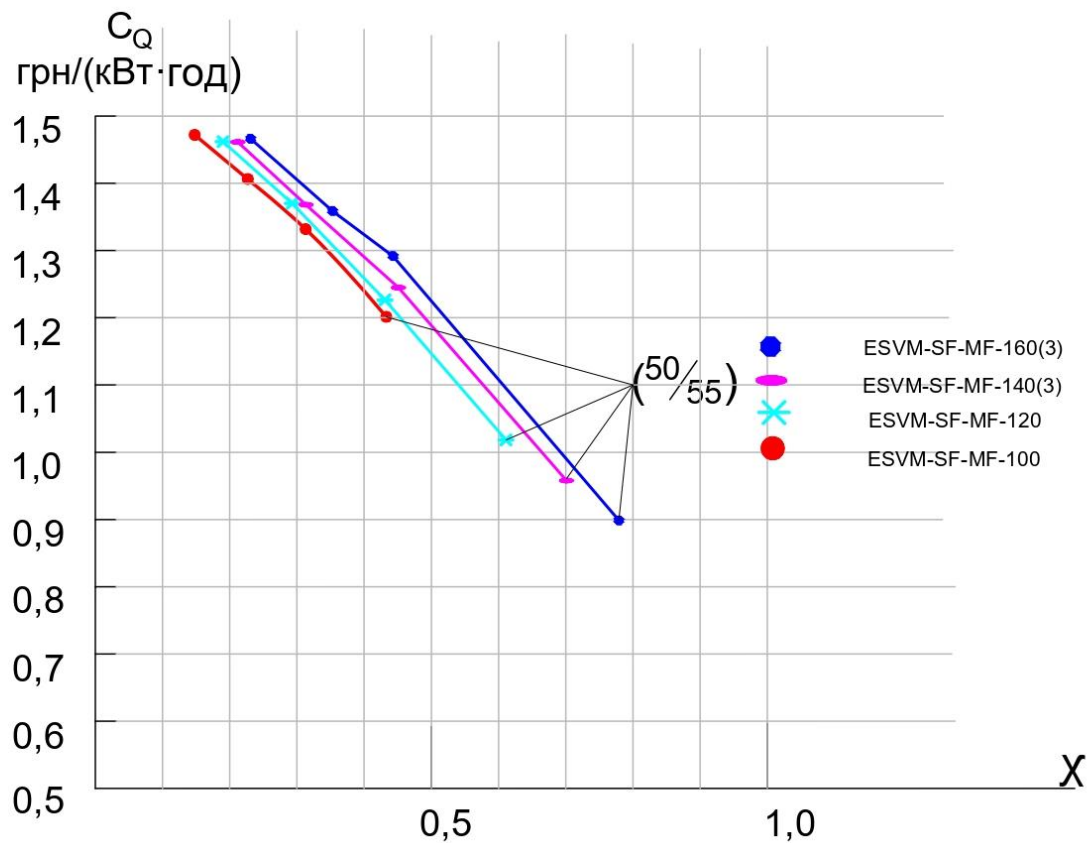


Рисунок 4.2 Залежність питомої вартості енергоспоживання від частки теплового навантаження теплових насосів при температурі 50/55°C.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів при експлуатації системи теплопостачання приватного житлового будинку

У теплогенераторній встановлене обладнання, яке призначена для опалення приватного будинку, вбудоване і розташоване в окремому приміщенні на першому поверху приватного будинку.

Підчас роботи обладнання встановленого у теплогенераторній мають бути дотримані такі норми:

- Щодо попередження надзвичайних ситуацій і локалізації їх наслідків

- Пожежної безпеки;
- Вентиляції та повітрообміну;
- Захисту від шуму і вібрації ;
- Мікроклімату і освітлення;
- Електрозахисту;

Пожежна безпека об'єкта – стан об'єкта, за яким з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

Згідно ДСТУ Б В.1.1-36:2016 [15] приміщення відноситься до категорії Г. До неї відносяться негорючі речовини та матеріали в гарячому, розжареному або розплавленому стані, процес обробки яких супроводжується виділенням променистого тепла, іскор, полум'я; горючі гази, рідини, тверді речовини, які спалюються або утилізуються як паливо. Межі вогнестійкості задовольняють мінімальні значення II ступеня вогнестійкості.

До II ступеня вогнестійкості відносяться будинки з несучими та огорожувальними конструкціями з природних матеріалів або штучного каменю, бетону або залізобетону з застосуванням листових і плиткових негорючих матеріалів.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		57

У теплогенераторній має бути встановлений порошковий вогнегасник ОП9.

Маловірогідні виникнення надзвичайних ситуацій можливі внаслідок витоків природного газу, а саме метану, який має задушливі властивості. Допустимий вміст метану в повітрі робочої зони до 1% об'єму приміщення. При вмісті його в повітрі понад 2,5% з'являються перші ознаки отруєння (почастішання пульсу, збільшення частоти дихання, порушення координації руху).

Вибухонебезпечною концентрацією природного газу в суміші з повітрям є 5-15% (за об'ємом). При розривах газопроводів, подіям в результаті пошкоджень або в результаті стихійних лих, можливе утворення вибуху з подальшим займанням.

Локалізація пожежі, що виникла безпосередньо на газопроводі, здійснюється відсіканням небезпечної ділянки перекриттям засувки.

До вибухонебезпечних робіт, пов'язаних з обслуговуванням газопроводів, відносяться:

- - пуск газу в газопроводи при введенні їх в експлуатацію та після ремонту;
- - технічне обслуговування і ремонт газопроводів і арматури;
- Аварійні ситуації можуть виникнути в результаті:
 - - тріщини стиків зварного шва;
 - - пошкодження корпусу арматури;
- Першочерговими заходами по запобіганню і локалізації аварії є:
 - - зниження тиску газу в мережі;
 - - припинення подачі газу газоспоживачам агрегатами і установками;
 - - оперативне відключення від мережі пошкодженої ділянки газопроводу, що діє.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		58

- Ліквідація передбачуваних аварій на газопроводі повинна здійснюватися експлуатуючою організацією відповідно до «Плану заходів щодо ліквідації аварій».

Об'ємно-планувальні і конструктивні рішення приміщення теплогенераторної відповідають II ступеню вогнестійкості, категорія за вибухопожежною і пожежною небезпекою – Г.

Приміщення теплогенераторної має віконний проріз з засклінням площею 1,0 м², що складає 3% від об'єму приміщення, згідно [17] ДБН В2.5-2018 «Газопостачання» пункт 9.38 та пункт 9.39 с.43-44. Об'єм приміщення теплогенераторної 33 м³, висота 2,5м.

Приміщення теплогенераторної обладнано природньо припливно-витяжною вентиляцією: витяжка в об'ємі трьохкратного повітрообміну за годину, приплив в об'ємі витяжки (котел з коаксіальним димоходом).

В приміщенні теплогенераторної встановлюється одноконтурний на-стінний конденсаційний газовий котел vaillant ecotec pure vuw 246/7-2 виробництва Німеччина з герметичною камерою згоряння, максимальною теп-лопродуктивністю 38,1 кВт, при роботі в конденсаційному режимі к.к.д.=98%.

Відвід продуктів згоряння від котла передбачений коаксіальним дымо-ходом Ø100/60.

В приміщенні теплогенераторної передбачається контроль мікроконце-нтрацій чадного газу (0,005 об'ємних відсотків СО) та контроль довибухо-вих концентрацій газу (20% НКМЗ) шляхом установки сигналізатора СГБ 1-7Б з виводом на індивідуальну попереджувальну сигналізацію та на клапан автоматичного відключення подачі газу до газоспоживчого обладнання.

Вентиляція приміщення теплогенераторної – припливно-витяжна з природним спонуканням, що забезпечує трьохкратний повітрообмін. Витя-жка повітря – через вентиляційний канал з оцинкованої сталі діаметром 160мм з дефлектором для підсилення тяги та захисту від опадів, а приплив

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

повітря здійснюється через систему «мікрощелевого» провітрювання в віконних фрамугах і зазор між дверима теплогенераторної та підлогою живим перетином не менш 0,025м².

В місці підключення до ввідного газопроводу на зовнішній стіні будинку передбачена установка запірної арматури з з'єднанням зварка/фланець, яка повинна бути розміщена на відстані не менш ніж 0,5м від віконних та дверних прорізів, у місцях доступних для обслуговування.

Ввідний газопровід та внутрішні газопроводи прийняті із сталевих водогазопровідних труб по ГОСТ 3262-75, ввідний газопровід прокладається по зовнішній стіні будинку над віконними та дверними прорізами. Ввід газопроводу безпосередньо в теплогенераторну. При паралельному прокладанні відстань від проводів і кабелів до газопроводу має бути не менше ніж 400мм, у разі перетину відстань від проводів і кабелів до газопроводу має бути не менше ніж 250мм. Роботи по монтажу газопроводів проводити при відключеній електроенергії.

При будівництві газопроводів необхідно виконати вимоги ДБН А.3.1-5:2016 [23] «Організація будівельного виробництва»; ДБН А.3.2-2-2009 «Охорона праці і промислова безпека в будівництві»[24], Інструкцій і технічних паспортів на газове обладнання, прилади обліку газу, ПУЕ, Постанова Кабінету Міністрів України №461 від 13.04.2011р. «Порядок приймання в експлуатацію закінчених будівництвом об'єктів. Основні положення».

Норми випробування ввідних газопроводів низького тиску P=3,0кПа:

- на міцність - 0,1МПа, тривалість 1 година.;
- на герметичність - 0,01МПа, тривалість 0,5годин.

Норми випробування внутрішньобудинкових газопроводів низького тиску P=3,0кПа :

- на міцність - 0,1МПа, тривалість 1 година.;
- на герметичність - 0,005МПа, тривалість 5 хвилин.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основними керуючими документами для розробки теплогенераторної є ДБН В.2.5-20:2018 «Газопостачання» [17] та НПАОП 0.00-1.76-15 [16] «Правила безпеки систем газопостачання» ДБН В 2.5.67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування»[10] ДСТУ Б В.2.5-44-2010 «Проектування системи опалення будівель з тепловими насосами»[18].

Згідно ДБН В.2.2-15:2019 [19] передбачені відповідні заходи, які виключають проникнення до житлового приміщень будинку шуму від роботи обладнання тепло генераторної, що не перевищує допустимий для нічного часу рівень. Згідно ДБН В.1.1-31:2013 [20] табл.1 допустимий рівень звуку для житлових приміщень будинку складає в денний час – 55 ДБА, а в нічний – 45 ДБА.

У теплогенераторній передбачені наступні заходи від проникнення шуму до приватного житлового будинку:

- застосовані малошумні насоси з мокрим ротором Wilo-PARA, рівень шуму яких при номінальній потужності до 150 Вт складає не більше 38 ДБА (згідно шумових характеристик насосів Wilo з мокрим ротором – діаграма рівня шуму каталог Wilo 2015/2016 ст.853);
- приєднання трубопроводів до насосів виконується гнучкими вставками;
- місця проходження трубопроводів через будівельні конструкції вібро і звукоізолюються в футлярах пружними або еластичними прокладками.

Згідно ДБН В.2.5-77:2014 «Котельні» Додаток Д [21] температура повітря в робочій зоні тепло генераторної приймається 16 °С.

Освітлення тепло генераторної приймається згідно ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення» [22] за джерела світла прийняті світлодіодні світильники. Всі освітлювальні прилади вибрані залежно від середовища і призначення приміщень.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Управління робочим освітленням передбачено вимикачами, що встановлені за місцем.

Аварійне освітлення прийнято згідно п. 16.19 ДБН В.2.5-77-2014 [21] здійснюється переносним електричним ліхтарем з акумуляторами, або сухими елементами.

Групові освітлювальні мережі робочого освітлення виконуються кабелями з мідними струмопровідними жилами з помірним димоутворенням марки ВВГнгд. Кабелі групового освітлення прокладаються в лотках металевих перфорованих.

Живлення робочого освітлення виконується від щитів освітлення. Розрахунок штучного освітлення виконується за допомогою програмного комплексу «DiaLux»

Для освітлення даної теплогенераторної за програмним розрахунком необхідно встановити два світлодіодних світильника FАKTORY.PRS LED 50 IP54 5000K кількістю два штуки.

Корпуси електроінструменту, що працює, якщо напруга вища за 40 В, повинні мати надійну ізоляцію або бути заземлені. Захисному заземленню підлягають металеві частини електроустановок, доступних дотику людини, які не мають інших засобів захисту.

В першу чергу повинні використовуватись природні заземлювачі. Заземлення це з'єднання металевих частин обладнання з землею, або її еквівалентом.

5.2 Розрахунок заземлення теплогенераторної як захисту від враження електричним струмом

Згідно гл.1.7 ПУЕ величина опору заземлюючого пристрою електроустановки в електроустановках до 1000 В з глухозаземленою нейтраллю при лінійній напрузі 380В в будь-який час року має бути не більше 4 Ом.

1. Кількість електродів $n = 3$ шт;
2. Довжина електродів $L_B = 3$ м;

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3. Діаметр електрода $d=16 \text{ мм}^2=0,00016 \text{ м}^2$;

4. Довжина з'єднувальної смуги з урахування приєднання до КТПГС
 $L_r=7,0 \text{ м}$;

5. Середній питомий опір ґрунту: $\rho = 0,4 \times 100 \text{ Ом} \cdot \text{м}$;

6. Визначаємо опір розтіканню для одиночного вертикального електрода з кутової сталі довжиною $L=3 \text{ м}$ (вертикальний електрод з кутової сталі, верхній кінець якого нижче рівня землі на 70 см):

$$R_{\text{в}} = 0,00318 \cdot \rho \cdot K_c,$$

де $\rho=0,4 \times 100 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ - питомий опір ґрунту (глина);

$$K_c = 1,4;$$

$$R_{\text{в}} = 0,00318 \cdot 0,4 \cdot 100 \cdot 1,4 = 0,1781 \text{ Ом}$$

7. Опір розтіканню для всіх електродів електрично пов'язаних між собою, без урахування опору з'єднує їх смуги, з урахуванням взаємного екранування:

$$R_{\text{зв}} = R_{\text{в}} / (n \cdot \eta_{\text{в}}),$$

где $n = 3$ - кількість електродів;

$\eta_{\text{в}}=0,83$ - коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів з кутової сталі, розміщених в ряду (без урахування впливу горизонтальних електродів зв'язку).

$$R_{\text{зв}} = 0,1781 / (3 \cdot 0,83) = 2,68 \text{ Ом}$$

8. Опір розтіканню горизонтального електрода зі смугової сталі:

$$R_r = (0,159/l) \cdot \rho \cdot 2 \cdot \ln((2l)/(b \cdot t)),$$

де $l = 7,0 \text{ м}$ - сумарна довжина горизонтального електрода з полосової сталі;

$b = 0,04 \text{ м}$ - ширина горизонтального електрода;

$t = 0,7 \text{ м}$ - глибина заложення.

$$R_r = (0,159/7) \cdot 0,4 \cdot 100 \cdot 2 \cdot \ln((2 \cdot 7)/(0,04 \cdot 0,7)) = 2,82 \text{ Ом}$$

9. Опір розтіканню горизонтального електрода з урахуванням екранування:

$$R_{\text{зг}} = R_r / \eta_r,$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

где $\eta_r = 0,89$ - коефіцієнт використання горизонтальних з'єднувальних електродів в ряду з вертикальних електродів.

$$R_{зг} = 2,82 / 0,89 = 3,17 \text{ Ом}$$

10. Повний опір розтікання заземлення:

$$R_{зг} = (R_{зв} * R_{зг}) / (R_{зв} + R_{зг}),$$

$$R_{зг} = (2,68 * 3,17) / (2,68 + 3,17) = 1,45 \text{ Ом}$$

До заземлюваного пристрою приєднати оболонки кабелів. Нульовий вивід трансформатора приєднати до контуру заземлення. Всі металеві елементи повинні бути приєднані до контуру заземлення. З'єднання елементів заземлюваного пристрою виконуються зварюванням в нахлест.

Для даної тепло генераторної виходячи з розрахунків необхідно 3 вертикальних заземлювачі 50x50x5 довжиною 3м та заземлювач горизонтальний сталь смуга 40x4мм довжиною 13м, дивись рисунок 5.4.1 та 5.4.2.

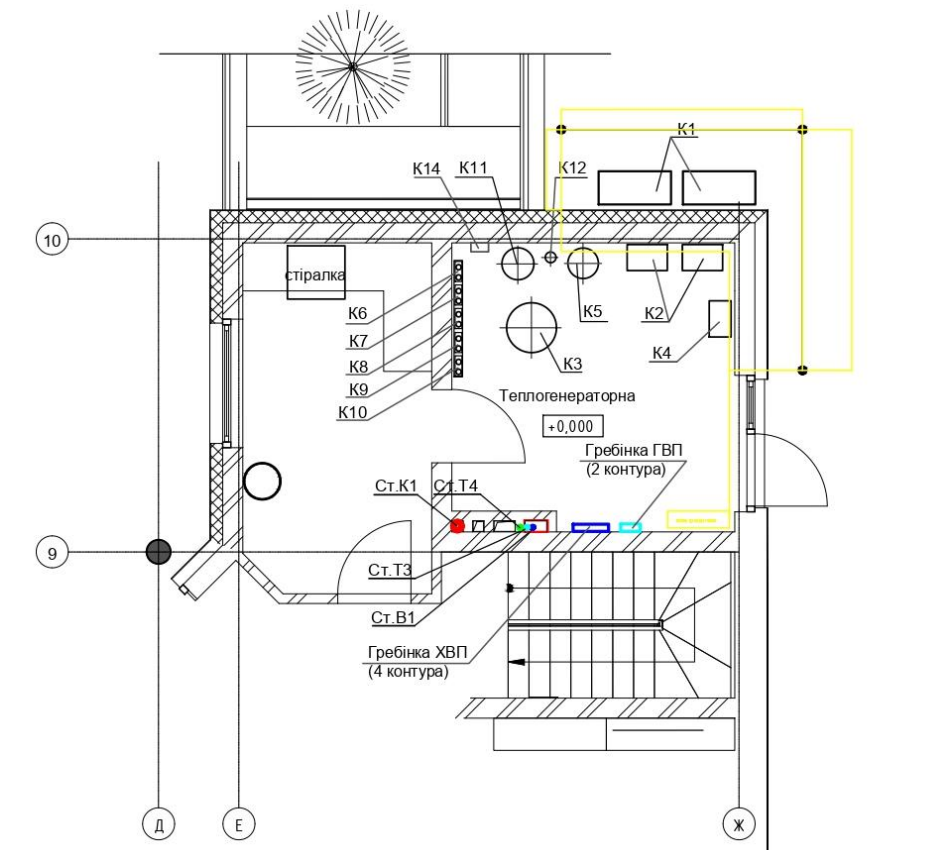


Рисунок 5.4.1 Схема розміщення заземлювачів.

									Аркуш
									64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					

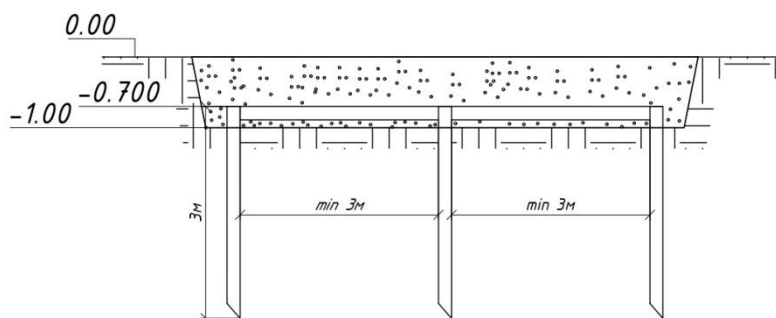


Рисунок 5.4.2 Заземлювачі в розрізі

5.7 Заходи з охорони навколишнього середовища.

Використання теплових насосів є однією з важливих складових програм екологічної і енергетичної безпеки країн Європейського Союзу. Тепловий насос не тільки заощаджує кошти, але і сприяє збереженню здоров'я мешканцям будинку . Агрегат не спалює паливо, значить не утворюються шкідливі оксиди типу CO, CO₂, NO_x, SO₂, PbO₂. Тому навколо будинку на ґрунті немає слідів сірчаної, азотистої, фосфорної кислот і бензолних з'єднань. На ТЕЦ скорочується витрата палива на виробництво електрики. Застосовувані ж у теплових насосах фреони не містять хлорвуглеводів і озонобезпечні. Оцінка впливів холодоагентів на довкілля визначається за двома основними параметрами:

- потенціал глобального потепління (ПГП) -параметр, який чисельно визначає радіаційний вплив молекули певного парникового газу відносно молекули діоксиду вуглецю, тобто коефіцієнт, що визначає ступінь впливу різних парникових газів на глобальне потепління. Ефект від викиду оцінюється за певний проміжок часу. Як еталонний газ взято діоксидвуглецю (CO₂), чий ПГП дорівнює 1. ПГП(R407C)=1,610.

- озоноруйнуючий потенціал (ОРП) для R407Cдорівнює 0.

Тепловий насос в ідеалі не можна вважати абсолютно екологічно чистим генератором тепла, адже він використовує електричну енергію, а виробництво електроенергії пов'язане з викидами шкідливих речовин в атмосферу.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Розроблено схемне рішення по суміщенні в одній системі опалення , гарячого водопостачання і літнього кондиціювання повітря для приватного житлового будинку.
2. Виконано розрахунок режимних параметрів і характеристик теплового насосу типу «повітря вода» і підібрано необхідне обладнання для реалізації різних варіантів функціонування розглянутої кліматичної системи.
3. Приведені розрахунки для вибору раціональної долі теплового навантаження, створюваної тепловим насосом. На базі цих розрахунків рекомендовано для бівалентного режиму роботи використання двох теплових насосів моделі ESVM-SF-MF-140(3).
4. Проаналізовано безпечні умови роботи теплогенераторної приватного житлового будинку. Зроблено розрахунок заземлення теплогенераторної як захисту від ураженням струмом.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. В. М. Арсеньев С. С. Мелейчук Теплові насоси: основи теорії і розрахунку. – 2018.
2. Мацевитый Ю. М. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.
3. Renewable Energy Road Map, Renewable energies in the 21st century: building a more sustainable future, COM Brusel, 2007.
4. Долинский А. А. Тепловые насосы в системе теплоснабжений зданий / А. А. Долинский, Б. Х. Драганов // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 6. – С. 71–83.
5. Мальований М. С. Світовий досвід, переваги та недоліки застосування теплових насосів у теплоенергетиці України / М. С. Мальований, О. Ю. Берлінг // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – № 3– С. 89–94.
6. Попов А. В. Новейшие возможности использования тепловых насосов /А. В. Попов // Промышленная энергетика. – 2010. – № 4. – С. 46–50.
7. Чиркин Н. Б. Некоторые особенности проектирования и эксплуатации теплонасосных систем теплохладоснабжения. Часть 1. О требуемой тепловой нагрузке системы и мощности теплового насоса / Н. Б. Чиркин, Е. В. Шерстов, А. С. Клепанда, В. А. Несвитайло // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 27–36.
8. Керівництво по монтажу та експлуатації теплових насосів Electoluxкаталог 2017р.
9. Керівництво по монтажу та експлуатації конденсаційних газових котлів Vaillant, каталог 2013р.
10. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування К.:Мін-регіонбуд України,2011. – 60 с. – (Державні будівельні норми).

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

11. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія: – [Чинний від 2011– 11-1]. –К.: Мінрегіонбуд України, 2011.– 119 с. – (Державні стандарти України)
12. Енергозберігаючі відновлювальні джерела теплопостачання: навчальний посібник / Г. С. Ратушняк, В. В. Джеджула, К. В. Анохіна – Вінниця: ВНТУ, 2010. 170 с.
13. ДБН В.1.1-7:2002. Пожежна безпека об'єктів будівництва: –[Чинний від 2007–06-01]. – К.: Міністерство будівництва України, 2007. – 36 с. – (Державні будівельні норми України).
14. Смирнов Алексей Григорьевич Справочные данные по расчетным коэффициентам электрических нагрузок / А.Г. Смирнов, Л.Б. Годгелльф. — М : Тяжпромэлектропроект, 1990. – 144 с.- ISBN 5-283- 01032-5.
15. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків, установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою»
16. НПАОП 0.00-1.76-15 «Правила безпеки систем газопостачання»
17. ДБН В.2.5-20:2018 «Газопостачання»
18. ДСТУ Б В.2.5-44-2010 «Проектування системи опалення будівель з тепловими насосами».
19. ДБН в .2.2-15:2019 «Житлові будинки. Основні положення».
20. ДБН В.1.1-31:2013 «Захист територій, будинків і споруд від шуму».
21. ДБН В.2.5-77:2014 «Котельні» Додаток Д.
22. ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення»

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		